



UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA

SEDE DI VICENZA

Facoltà di Ingegneria

Corso di laurea in Ingegneria dell'Innovazione del Prodotto

Dipartimento di Tecnica e Gestione dei sistemi industriali

TESI DI LAUREA MAGISTRALE

Modellazione numerica e analisi dei campi tensionali

in corpi intagliati di interesse industriale

Relatore: Prof. FILIPPO BERTO

Correlatori: Sig. GIAMPAOLO LUISETTO

Sig. PIETRO ZOCHE

Laureando: NICOLA PORNARO

ANNO ACCADEMICO 2010-2011

Ai miei genitori

INDICE

INTRODUZIONE	1
CAPITOLO 1 Introduzione all'uso degli NSIFs	
1.1 Definizione analitica NSIFs	3
1.2 NSIF generalizzato	7
1.3 Analisi numerica per la valutazione dei valori degli NSIFs	15
1.4 Resistenza a fatica espressa in termini di NSIFs	16
CAPITOLO 2 Cenni sul codice di calcolo ANSYS®	
2.1 Il codice di calcolo fem: ANSYS®	19
CAPITOLO 3 Letters in fracture and micromechanics: On T-stresses near V-notches	
3.1 Sommario	23
3.2 Introduzione	24
3.3 Campi di tensione attorno ad intagli a V non raccordati	25
3.4 Dimostrazione	29
CAPITOLO 4 Studio effettuato sull'articolo trattato	
4.1 Simulazione agli elementi finiti: modellazione del componente	31
4.2 Analisi preliminare dei dati ottenuti	33

4.3	Trattazione analitica	35
4.4	Considerazioni sull'esito analitico delle tensioni σ_{xx}	38
4.5	Considerazioni sull'esito analitico delle tensioni σ_{yy}	39
4.6	Approccio al problema	39
4.7	Possibile giustificazione alle incongruenze riscontrate	46
4.8	Ulteriori geometrie studiate	49
4.9	Intaglio a V non raccordato con angolo di apertura $\gamma = 60^\circ$	51
4.10	Intaglio a V non raccordato con angolo di apertura $\gamma = 90^\circ$	55

CAPITOLO 5 Criterio di volume: densità di energia di deformazione totale

5.1	Introduzione al criterio di volume	59
5.2	Criterio di volume basato sulla densità di energia di deformazione totale (Beltrami)	64
5.3	Calcolo del raggio critico	66

CAPITOLO 6 Densità di energia di deformazione media: analisi agli elementi finiti

6.1	Modellazione geometrica: angolo di apertura $\gamma = 30^\circ$	71
6.2	Risultati FEM e calcoli analitici	74
6.3	Considerazioni sull'esito delle analisi	77
6.4	Ulteriori modelli: $\gamma = 15^\circ, 45^\circ, 60^\circ, 90^\circ$	79
6.5	Modello con angolo d'apertura dell'intaglio $\gamma = 90^\circ$	79
6.6	Modello con angolo d'apertura dell'intaglio $\gamma = 60^\circ$	83

6.7	Modello con angolo d'apertura dell'intaglio $\gamma = 45^\circ$	86
6.8	Modello con angolo d'apertura dell'intaglio $\gamma = 15^\circ$	88
6.9	Osservazioni sul modello con apertura dell'intaglio $\gamma = 15^\circ$	90
6.10	Considerazioni finali sulla trattazione	98

CAPITOLO 7 Approfondimento dello studio: modelli con diverso angolo di apertura in tensione piana

7.1	Condizioni applicate allo studio	99
7.2	Esito delle analisi FEM	100
7.3	Considerazioni sull'esito delle analisi	102

CAPITOLO 8 Azienda: Officine Meccaniche Zanetti

8.1	Introduzione	105
8.2	Ambiti produttivi	106
8.3	Qualità aziendale	107

CAPITOLO 9 Studio del processo nell'ambito di impiego dei rulli di laminazione: lo Zinco ed il Twin Roll Casting

9.1	Materiale laminato: lega di zinco	109
9.2	Processo di colata <i>Twin Roll Casting</i>	110
9.3	Processo di laminazione	118

CAPITOLO 10 Introduzione al caso aziendale

10.1	Rullo di partenza e problematiche riscontrate	121
10.2	Condizioni operative e vincoli di processo	124

CAPITOLO 11 Modellazione geometrica: studio delle possibili soluzioni e scelta del modello adeguato

11.1	Modelli creati in ambiente ANSYS	131
11.2	Analisi tensionale: effetto dell'accoppiamento interferente albero-camicia	135
11.3	Modello 1	138
11.4	Considerazioni sul modello 1	143
11.5	Modello 2.1	144
11.6	Considerazioni sul modello 2.1	150
11.7	Modello 2.2	151
11.8	Considerazioni sul modello 2.2	154
11.9	Modello 2.3	155
11.10	Considerazioni sul modello 2.3	159
11.11	Modello 2.4	161
11.12	Considerazioni sui diversi modelli trattati e scelta della geometria adeguata	163
11.13	Scelta finale del modello da sviluppare	167
11.14	Calcolo del momento torcente trasmissibile	169

CAPITOLO 12 Path circolari e longitudinali

12.1	Localizzazione dei path e giustificazione delle scelte	173
12.2	Grafici ottenuti dalle analisi: path circolari	176
12.3	Grafici ottenuti dalle analisi: path longitudinali	180

CAPITOLO 13 Comportamento del rullo in fase di laminazione

13.1	Calcolo della pressione indotta dal processo di laminazione	185
13.2	Considerazioni e schematizzazione della procedura d'analisi	188
13.3	Modellazione geometrica	190
13.4	Simmetrie, vincoli e pressione di laminazione	193
13.5	Ottenimento della deformata e rilevazione degli spostamenti	194
13.6	Effetto del rullo di contro spinta sul modello	197
13.7	Tensioni indotte dalla spinta del contro rullo	198
13.8	Tensioni indotte dalla pressione di laminazione	200
13.9	Azione combinata di interferenza diametrale, pressione di laminazione, contro rullo	203
13.10	Stato tensionale dei denti dell'albero per effetto del momento torcente indotto	206

CAPITOLO 14 Considerazioni finali sul caso aziendale trattato 209

APPENDICE

A.1	Disegno tecnico del rullo di partenza	211
-----	---------------------------------------	-----

A.2	Rappresentazione grafica dell'albero riprogettato	213
A.3	Analisi termodinamica semplificata del componente	215
BIBLIOGRAFIA		221
RINGRAZIAMENTI		223

INTRODUZIONE

Questo lavoro di tesi si struttura in due diverse sezioni. Nella parte iniziale viene effettuato uno studio teorico di origine analitica associato ad una analisi computazionale mediante modellazione FEM di quanto riportato sulla pubblicazione scientifica scritta da *M.R. Ayatollahi e M. Dehghany* dal titolo “*Letters in fracture and micromechanics: on T-stresses near V-notches*”. Nella seconda parte invece si riporta un articolato lavoro di ridimensionamento di un rullo per la laminazione dello Zinco impiegato in un processo di *Twin Roll Casting*, il tutto viene effettuato utilizzando in maniera intensiva il software di calcolo *ANSYS*.

La parte introduttiva prevede che vi sia una esposizione delle teorie alla base della meccanica della frattura con un occhio di riguardo agli NSIFs ed ai campi tensionali in componenti criccati e intagliati.

Successivamente, dopo una rapida esposizione dei principi secondo i quali il software FEM effettua le computazioni, si riporta la traduzione in italiano dell’articolo studiato. La stesura della tesi prosegue poi con lo studio analitico utilizzando diversi criteri presenti in letteratura ed affiancando ad essi l’uso del software FEM con in quale è stato possibile generare diverse geometrie, tutte riconducibili al caso proposto nella trattazione scientifica.

Il caso aziendale prevede la riprogettazione di un rullo per la laminazione dello Zinco sviluppato presso l’azienda *O.M.Z. S.r.l.* .

Il progetto del rullo pre-esistente presenta diverse problematiche in fase d’utilizzo. Le condizioni critiche sono la generazione di una freccia eccessiva in prossimità della mezzeria del rullo: tale fenomeno denota una deformabilità eccessiva, ciò comporta la non conformità dello Zinco laminato prodotto. Inoltre è stata riscontrata una anomala nucleazione di numerose cricche che riaffiorano sino in superficie le quali hanno origine dai canali longitudinali dedicati allo scorrimento del fluido di raffreddamento.

Dopo una analisi preliminare sulle condizioni operative e la rilevazione dei parametri operativi, si è scelto di sviluppare una soluzione che prevede di assemblare, con un accoppiamento per interferenza, una camicia esterna all’albero interno (rullo pre-esistente con riduzione del diametro mediante lavorazione alle M.U.) in modo da mantenere inalterata la funzionalità del progetto iniziale. Così facendo si è acquisita la possibilità di recuperare i rulli dismessi nel corso del tempo a causa appunto della presenza delle cricche, generando un sistema che permette di sostituire la sola camicia nel momento in cui il rullo non rispetti più le tolleranze richieste in fase di laminazione, ottenendo perciò ovvi vantaggi dal punto di vista economico e tecnologico.

Inizialmente sono state proposte diverse geometrie, sempre mantenendo inalterati i parametri funzionali del rullo d'origine quali il diametro esterno, le dimensioni longitudinali, la sezione utile al passaggio del fluido di raffreddamento ed il materiale impiegato.

Grazie a ciò è stata scelta la geometria di partenza considerando diversi fattori come lo stato tensionale dovuto all'interferenza diametrale e la realizzabilità delle lavorazioni meccaniche da effettuare. La trattazione si è poi articolata nell'analisi del comportamento del componente in condizioni operative, considerando quindi la pressione di laminazione, la spinta del contro rullo ed il momento torcente che viene trasmesso dall'albero alla camicia. Il tutto osservando le tensioni indotte dai carichi sulla struttura e la deformazione della stessa.

In appendice, oltre al disegno tecnico del rullo di partenza, viene riportato anche uno breve studio termodinamico del rullo riprogettato al quale sono state applicate le stesse condizioni di raffreddamento del progetto precedente.

Capitolo 1**INTRODUZIONE ALL'UTILIZZO DEGLI NSIFs****1.1 DEFINIZIONE ANALITICA NSIFs**

Il termine “Notch Stress Intensity Factor” (NSIFs) viene usato per caratterizzare due differenti tipologie di intensificazione delle tensioni dovute alla presenza di intagli.

Nel suo primo significato l'NSIF descrive il campo di tensione per angoli di apertura di intagli diversi da zero. Questa formulazione è stata proposta da Williams^[1] nel 1957 e successivamente rielaborata da Gross and Mendelson^[2] nel 1972. Quando l'angolo di apertura dell'intaglio è nullo il parametro viene chiamato Stress Intensity Factor SIF.

Nel suo secondo significato, l'NSIF è inteso come un parametro caratteristico per intagli non singolari in cui si ha la presenza di intagli raccordati in cricche arrotondate e intagli a V con raccordo, questo è un approccio generalizzato degli NSIFs.

Questa visione generalizzata del concetto di NSIF è molto più recente, la sua prima formulazione è del 1990 di Hasebe et al.^[3]. Un recente sviluppo applicativo è stato proposto da P. Lazzarin e Filippi^[4] nel 2001, quest'ultimo lavoro sarà la base per lo sviluppo di approfondite analisi al fine di verificare l'influenza del raggio di raccordo sugli NSIFs e successivamente l'influenza sul termine del secondo ordine della serie di Williams^[1].

Un fattore che complica sostanzialmente la situazione è la presenza del T-stress, termine del secondo ordine dell'espansione in serie di Williams, tali effetti verranno espressi in modo più chiaro e dettagliato nei capitoli seguenti.

L'analisi di base dei campi di tensione e deformazione in condizioni lineari elastiche nel caso di intagli a V è riportato in ^[2], dove si dimostra che in intagli a V, come accade per le cricche, il campo di tensione è singolare nelle vicinanze dell'apice e gli esponenti che forniscono il grado di singolarità sono legati all'angolo di apertura dell'intaglio (2α). I valori degli esponenti per le distribuzioni delle tensioni sono gli autovalori definiti dalle seguenti espressioni ^[1]:

$$\sin(\lambda_1 q \pi) + \lambda_1 \sin(q \pi) = 0 \quad (1.1)$$

$$\sin(\lambda_2 q \pi) - \lambda_2 \sin(q \pi) = 0 \quad (1.2)$$

dove “q” è un parametro legato all'angolo di apertura 2α dalla relazione:

$$q = \frac{2\pi - 2\alpha}{\pi} \quad (1.3)$$

In un sistema di riferimento polare (r, θ) (figura 1.1), le componenti tensionali sono esplicitate dalle seguenti equazioni ^[1]:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_\theta \\ \sigma_r \\ \tau_{r\theta} \end{Bmatrix} = \lambda_1 r^{\lambda_1 - 1} a_1 \left[\begin{Bmatrix} (1 + \lambda_1) \cos(1 - \lambda_1) \theta \\ (3 - \lambda_1) \cos(1 - \lambda_1) \theta \\ (1 - \lambda_1) \sin(1 - \lambda_1) \theta \end{Bmatrix} + \chi_1 (1 - \lambda_1) \begin{Bmatrix} \cos(1 + \lambda_1) \theta \\ -\cos(1 + \lambda_1) \theta \\ \sin(1 + \lambda_1) \theta \end{Bmatrix} \right] \quad (1.4)$$

per il modo I (opening mode), mentre

$$\begin{Bmatrix} \sigma_\theta \\ \sigma_r \\ \tau_{r\theta} \end{Bmatrix} = \lambda_2 r^{\lambda_2 - 1} a_2 \left[\begin{Bmatrix} (1 + \lambda_2) \sin(1 - \lambda_2) \theta \\ (3 - \lambda_2) \sin(1 - \lambda_2) \theta \\ (1 - \lambda_2) \cos(1 - \lambda_2) \theta \end{Bmatrix} + \chi_2 (1 + \lambda_2) \begin{Bmatrix} \sin(1 + \lambda_2) \theta \\ -\sin(1 + \lambda_2) \theta \\ \cos(1 + \lambda_2) \theta \end{Bmatrix} \right] \quad (1.5)$$

per il modo II (sliding mode), dove :

$$\chi_i = -\frac{\sin[(1 - \lambda_i) q \pi / 2]}{\sin[(1 + \lambda_i) q \pi / 2]} \quad (1.6)$$

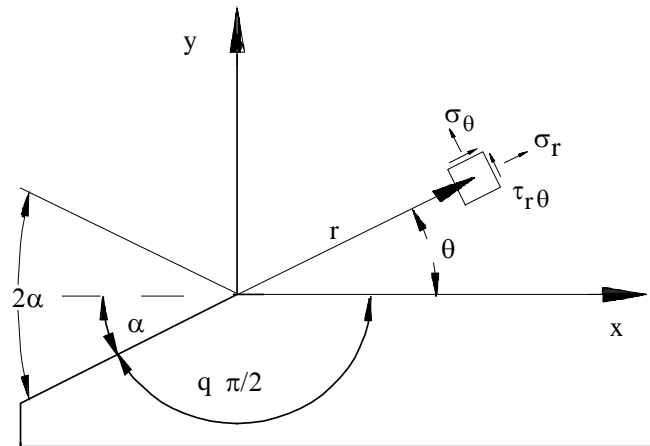


Figura (1.1): Sistema di coordinate polari che descrive i campi di tensione in un intaglio acuto ($\rho=0$).

Si sottolinea come il campo di tensione sia definito a meno di due costanti, a_1 e a_2 , e come tale possa essere sempre scritto come la somma del contributo del campo simmetrico, caratterizzato dalla singolarità r^{λ_1-1} e del campo semisimmetrico caratterizzato dalla singolarità r^{λ_2-1} . Il contributo portato dai due termini, simmetrico e semisimmetrico, varia da caso a caso in funzione della geometria globale del giunto, in particolare al variare dell'angolo di apertura 2α dell'intaglio. Una ulteriore fonte di disturbo è data dall'eventuale iterazione tra più campi di tensioni vicini tra loro.

Con lo scopo di fornire un significato fisico alle costanti presenti nelle formule di Williams, Gross e Mendelson ^[3] hanno proposto di estendere la definizione del SIF anche ad intagli a V, assumendo come direzione maggiormente significativa quella in cui $\theta=0$ (ovvero la bisettrice dell'intaglio), in quanto lungo tale direzione le componenti simmetrica e semisimmetrica dei campi di tensione sono disaccoppiate.

Quando l'anomalia è nulla infatti, la tensione di taglio $\tau_{r\theta}$ dipende solamente dalle condizioni di carico asimmetriche, mentre σ_r e σ_θ dipendono esclusivamente dal modo simmetrico.

La definizione per l'NSIF suggerita da Gross e Mendelson è la seguente:

$$K_1 = \sqrt{2\pi} \lim_{r \rightarrow 0} (\sigma_\theta)_{\theta=0} r^{1-\lambda_1} \quad (1.7)$$

$$K_2 = \sqrt{2\pi} \lim_{r \rightarrow 0} (\tau_{r\theta})_{\theta=0} r^{1-\lambda_2} \quad (1.8)$$

dove il valore costante $\sqrt{2\pi}$ è stato introdotto in modo tale da avere, nel caso in cui l'angolo di apertura 2α sia nullo, K_1 e K_2 rispettivamente uguali ai fattori di intensificazione delle tensioni K_I e K_{II} definiti nella meccanica della frattura.

Applicando le definizioni (1.7) e (1.8) è facile ricavare le costanti a_1 e a_2 presenti nelle formule di Williams, in funzione dei parametri K_1 e K_2 .

Infatti:

$$K_1 = \sqrt{2\pi} \lim_{r \rightarrow 0} (\sigma_\theta)_{\theta=0} r^{1-\lambda_1} = \sqrt{2\pi} \lim_{r \rightarrow 0} r^{1-\lambda_1} \lambda_1 r^{\lambda_1-1} a_1 [\chi_1(1-\lambda_1) + (1+\lambda_1)]$$

Ovvero

$$K_I = \sqrt{2\pi} a_1 \lambda_1 [\chi_1(1-\lambda_1) + (1+\lambda_1)] \lim_{r \rightarrow 0} r^{1-\lambda_1} r^{\lambda_1-1} = \sqrt{2\pi} a_1 \lambda_1 [\chi_1(1-\lambda_1) + (1+\lambda_1)]$$

da cui

$$a_1 = \frac{K_1}{\sqrt{2\pi} \lambda_1 [\chi_1(1-\lambda_1) + (1+\lambda_1)]} \quad (1.9)$$

In maniera del tutto analoga si ricava facilmente:

$$a_2 = \frac{K_2}{\sqrt{2\pi} \lambda_2 [\chi_2(1-\lambda_2) + (1+\lambda_2)]} \quad (1.10)$$

Sostituendo la (1.9) e la (1.10) rispettivamente nella (1.4) e (1.5) è possibile esprimere le componenti di tensione in funzione degli NSIFs [1]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_\theta \\ \sigma_r \\ \tau_{r\theta} \end{array} \right\}_{\rho=0} = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \frac{r^{\lambda_1-1} K_1}{(1+\lambda_1) + \chi_1(1-\lambda_1)} \left[\left\{ \begin{array}{l} (1+\lambda_1) \cos(1-\lambda_1)\theta \\ (3-\lambda_1) \cos(1-\lambda_1)\theta \\ (1-\lambda_1) \sin(1-\lambda_1)\theta \end{array} \right\} + \chi_1(1-\lambda_1) \left\{ \begin{array}{l} \cos(1+\lambda_1)\theta \\ -\cos(1+\lambda_1)\theta \\ \sin(1+\lambda_1)\theta \end{array} \right\} \right] \quad (1.11)$$

$$\left. \begin{matrix} \sigma_\theta \\ \sigma_r \\ \tau_{r\theta} \end{matrix} \right|_{\rho=0} = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \frac{r^{\lambda_2-1} K_2}{(1-\lambda_2) + \chi_2(1+\lambda_2)} \left[\begin{matrix} -(1+\lambda_2)\sin(1-\lambda_2)\theta \\ -(3-\lambda_2)\sin(1-\lambda_2)\theta \\ (1-\lambda_2)\cos(1-\lambda_2)\theta \end{matrix} \right] + \chi_2(1+\lambda_2) \left[\begin{matrix} -\sin(1+\lambda_2)\theta \\ \sin(1+\lambda_2)\theta \\ \cos(1+\lambda_2)\theta \end{matrix} \right] \quad (1.12)$$

La formulazione delle componenti di tensione offerta dalle equazioni (1.11) e (1.12) è valida solamente nel caso in cui il raggio di raccordo è nullo.

Per trattare il caso di intagli aventi raggio di raccordo non nullo è necessaria un'estensione della teoria sopra citata, tale estensione viene trattata nel paragrafo seguente.

1.2 NSIF GENERALIZZATO

La definizione degli NSIFs definita da Gross e Mendenson è valida solo per intagli a V ideali dove le equazioni di Williams descrivono correttamente il campo di tensione che si genera all'apice dell'intaglio. Le equazioni 1.7 e 1.8 per $r \rightarrow 0$ anche le equazioni 1.7 e 1.8 tendono a zero. Per superare tale inconveniente gli NSIFs 1.7 e 1.8 vengono valutati ad una opportuna distanza dal fondo gola, dove l'influenza del raggio di raccordo diminuisce consistentemente e il campo di tensione dell'intaglio a V non è più influenzato. Questo comportamento è rappresentato nella figura 1.1.2 dove si nota che ad una distanza maggiore di $0.5 \cdot \rho$ dall'apice dell'intaglio raccordato si ha che il campo di tensione presenta una pendenza costante in un grafico con scala doppio logaritmica.

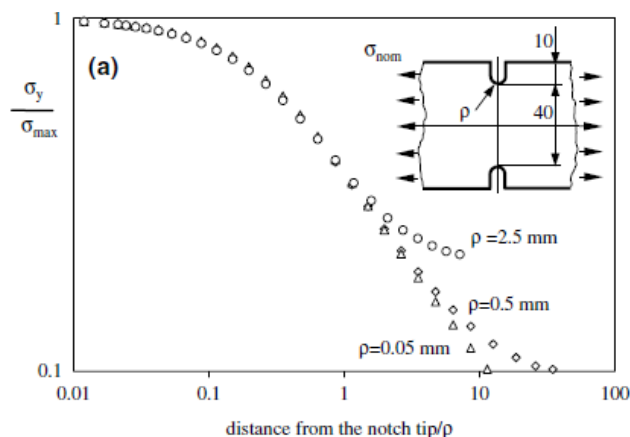


Figura (1.2.1) : Variazione del campo di tensione per una piastra con doppio intaglio a U laterale, al variare del raggio di raccordo ρ .

Nella zona in cui la pendenza del campo di tensione rimane costante è possibile esprimere il campo di tensione in termini di NSIFs. Chiaramente con questo tipo di approccio si ha una perdita di accuratezza e il limite di applicabilità non viene chiaramente identificato.

Il limite di applicabilità della seguente formulazione $K_I = \sqrt{2\pi} r^{1-\lambda_1} [\sigma_{\theta(r,\theta)}]$ risulta evidente osservando la figura 1.3, dove vengono riportati i risultati analitici di studi effettuati su differenti intagli ad U. L'estensione della zona in cui il valore degli NSIFs risulta costante o dove non ha significato è chiaramente influenzata dalla geometria dell'intaglio: più grande è il raggio di raccordo e minore è la zona significativa. Questa zona di valenza degli NSIFs scompare quando la dimensione del raggio di raccordo è dello stesso ordine della profondità dell'intaglio. Risulta quindi chiaro che si avrà un valore esatto dell'NSIF di modo I solo per un raggio di raccordo nullo.

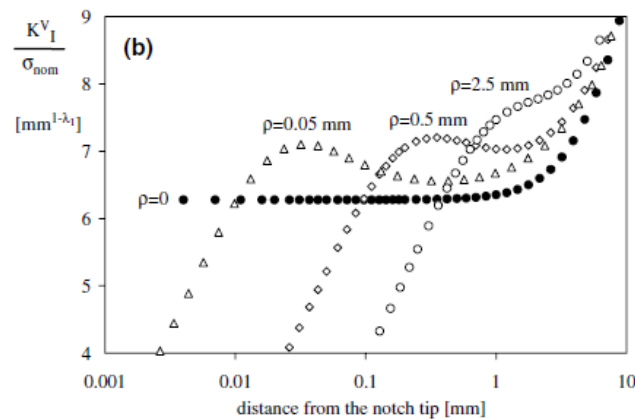


Figura (1.2.2) : Variazione del NSIF al variare del raggio di raccordo ρ .

Recentemente è stata formulata una nuova proposta da Lazzarin e Filippi per una formulazione più generale degli NSIFs, in modo tale da includere l'influenza del raggio di fondo gola ed in particolare di quantificare la redistribuzione delle tensioni. In questa nuova formulazione degli NSIFs è stata mantenuta invariata l'unità di misura, ma è stato introdotto un fattore correttivo derivante da una soluzione complessa di Filippi et al. ^[5]. La soluzione è approssimata e la sua accuratezza è stata verificata da Lazzarin e Filippi ^[3]. Filippi et al. ^[5] recentemente ha proposto un nuovo approccio analitico per descrivere i campi di tensione in presenza di intagli a V raccordati. Tale approccio prevede una separazione dei contributi in

termini di tensione del modo I e del modo II. Facendo riferimento al sistema di riferimento rappresentato in figura 1.4, le tensioni di modo I risultano le seguenti :

$$\begin{aligned} \begin{Bmatrix} \sigma_\theta \\ \sigma_r \\ \tau_{r\theta} \end{Bmatrix}^I &= \lambda_1 r^{\lambda_1-1} a_1 \left[\begin{Bmatrix} (1+\lambda_1)\cos(1-\lambda_1)\theta \\ (3-\lambda_1)\cos(1-\lambda_1)\theta \\ (1-\lambda_1)\sin(1-\lambda_1)\theta \end{Bmatrix} + \chi_{bI}(1-\lambda_1) \begin{Bmatrix} \cos(1+\lambda_1)\theta \\ -\cos(1+\lambda_1)\theta \\ \sin(1+\lambda_1)\theta \end{Bmatrix} \right] \\ &+ \frac{q}{4(q-1)} \left(\frac{r}{r_0} \right)^{q-1} \left[\begin{Bmatrix} (1+\lambda_1)\cos(1-\lambda_1)\theta \\ (3-\lambda_1)\cos(1-\lambda_1)\theta \\ (1-\lambda_1)\sin(1-\lambda_1)\theta \end{Bmatrix} + \chi_{bI}(1-\lambda_1) \begin{Bmatrix} \cos(1+\lambda_1)\theta \\ -\cos(1+\lambda_1)\theta \\ \sin(1+\lambda_1)\theta \end{Bmatrix} \right] \end{aligned} \quad (1.13)$$

Dove entrambi i numeri reali q e la distanza r_0 dall'origine del sistema di riferimento dipendono dalla geometria dell'intaglio. Questa espressione è stata ricavata usando le condizioni di Neuber in un piano ausiliario in coordinate curvilinee (u,v) . Con la seguente relazione a legare il sistema di riferimento cartesiano al sistema di riferimento curvilineo $x+iy = (u+iv)^q$, dove l'esponente q è un numero reale che varia da 1 per un angolo di apertura di 180° a 2 nel caso della cricca.

$$q = \frac{2\pi - 2\alpha}{\pi}, \quad r_0 = \frac{(q-1)\rho}{q} \quad (1.14)$$

Usando la curva $u=u_0$ è possibile ricavare il collegamento tra il raggio di curvatura ρ e la distanza r_0 attraverso la relazione seguente $r_0 = (u_0)^q$

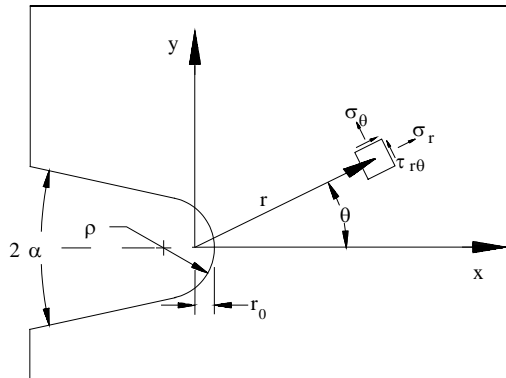


Figura (1.2.3) : Schema intaglio a V con raggio di raccordo ρ e sistema di riferimento.

Per il modo II la formulazione è la seguente:

$$\begin{aligned}
 \begin{Bmatrix} \sigma_\theta \\ \sigma_r \\ \tau_{r\theta} \end{Bmatrix}^H &= \lambda_2 r^{\lambda_2-1} a_2 \left[\begin{Bmatrix} (1+\lambda_2)\cos(1-\lambda_2)\theta \\ (3-\lambda_2)\cos(1-\lambda_2)\theta \\ (1-\lambda_2)\sin(1-\lambda_2)\theta \end{Bmatrix} + \chi_{b2}(1+\lambda_2) \begin{Bmatrix} \cos(1+\lambda_2)\theta \\ -\cos(1+\lambda_2)\theta \\ \sin(1+\lambda_2)\theta \end{Bmatrix} \right. \\
 &\quad \left. + \frac{1}{4(\mu_2-1)} \left(\frac{r}{r_0}\right)^{\mu_1-\lambda_2} \left[\chi_{d2} \begin{Bmatrix} (1+\mu_2)\cos(1-\mu_2)\theta \\ (3-\mu_2)\cos(1-\mu_2)\theta \\ (1-\mu_2)\sin(1-\mu_2)\theta \end{Bmatrix} + \chi_{c2}(1-\lambda_1) \begin{Bmatrix} -\sin(1+\mu_2)\theta \\ \sin(1+\mu_2)\theta \\ -\cos(1+\mu_2)\theta \end{Bmatrix} \right] \right] \quad (1.15)
 \end{aligned}$$

Le costanti a_1 e a_2 devono essere ricavate sulla base del campo di tensione. Gli altri parametri sono ricavabili i forma chiusa.

$$a_1 = \frac{K_{\rho,1}^V}{\lambda_1 \sqrt{2\pi} [1 + \lambda_1 + \chi_{b1}(1 - \lambda_1)]} \quad (1.16)$$

$$a_2 = \frac{K_{\rho,1}^V}{-\lambda_2 \sqrt{2\pi} [1 - \lambda_2 + \chi_{b1}(1 + \lambda_2)]} \quad (1.17)$$

I valori delle costanti sono riportate nella tabella 1.1

2α (degrees)	Q	λ_1 λ_2	μ_1 μ_2	χ_{b1} χ_{b2}	χ_{c1} χ_{c2}	χ_{d1} χ_{d2}	$\tilde{\omega}_1$ $\tilde{\omega}_2$
0	2	0.5	-0.5	1	4	0	1
		0.5	-0.5	1	-12	0	-1
30°	1.833	0.501	-0.456	1.071	3.791	0.063	1.034
		0.598	-0.447	0.921	-11.350	-0.351	-1
45°	1.750	0.505	-0.432	1.166	3.572	0.083	1.014
		0.660	-0.412	0.814	-10.188	-0.451	-1
60°	1.667	0.512	-0.406	1.312	3.283	0.096	0.970
		0.731	-0.373	0.658	-8.395	-0.479	-1
90°	1.5	0.545	-0.345	1.841	2.506	0.105	0.810
		0.909	-0.288	0.219	-2.938	-0.244	-1
120°	1.333	0.616	-0.268	3.003	1.515	0.087	0.570
		1.149	-0.198	-0.314	4.560	0.513	-1
135°	1.25	0.674	-0.220	4.153	0.993	0.067	0.432
		1.302	-0.151	-0.570	8.737	1.136	-1

Tabella (1.1) : Valori delle costanti al variare dell'angolo 2α .

Sostanzialmente l'approccio proposto da Filipi et al. ^[5] prevede di aggiungere un ulteriore termine alle tensioni degli intagli a V, riferendosi sempre al sistema di riferimento in figura 1.4 e senza modificare la definizione degli NSIFs ^[1], i campi di tensione possono essere espressi come segue:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_\theta \\ \sigma_r \\ \tau_{r\theta} \end{Bmatrix}_{\rho \neq 0} = \begin{Bmatrix} \sigma_\theta \\ \sigma_r \\ \tau_{r\theta} \end{Bmatrix}_{\rho=0} + \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \frac{K_1}{r_0^{1-\lambda_1}} \left(\frac{r}{r_0} \right)^{\mu_1-1} \frac{(3-\lambda_1)-\chi_1(1-\lambda_1)}{(1+\lambda_1)+\chi_1(1-\lambda_1)} \begin{Bmatrix} \cos(1+\mu_1)\theta \\ -\cos(1+\mu_1)\theta \\ \sin(1+\mu_1)\theta \end{Bmatrix} \quad (1.18)$$

per il modo I e

$$\begin{Bmatrix} \sigma_\theta \\ \sigma_r \\ \tau_{r\theta} \end{Bmatrix}_{\rho \neq 0} = \begin{Bmatrix} \sigma_\theta \\ \sigma_r \\ \tau_{r\theta} \end{Bmatrix}_{\rho=0} + \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \frac{K_2}{r_0^{1-\lambda_2}} \left(\frac{r}{r_0} \right)^{\mu_2-1} \begin{Bmatrix} \sin(1+\mu_2)\theta \\ -\sin(1+\mu_2)\theta \\ -\cos(1+\mu_2)\theta \end{Bmatrix} \quad (1.19)$$

per il modo II, dove r_0 è una lunghezza geometrica che dipende dal raggio di raccordo all'apice dell'intaglio e dall'angolo di apertura per mezzo della funzione:

$$r_0 = \frac{q-1}{q} \cdot \rho \quad (1.20)$$

fornisce la posizione del sistema di riferimento rispetto all'apice; l'esponente μ è un numero reale che come λ dipende dall'angolo di apertura.

I valori per diversi angoli di apertura dei coefficienti e delle costanti nelle equazioni (1.18) e (1.19) sono riportati nella tabella 1.1 e 1.2.

$2\alpha[\text{rad}/\pi]$	Q	r_0/ρ	Mode I			Mode II		
			λ_1	χ_1	μ_1	λ_2	χ_2	μ_2
0	2.000	0.500	0.500	1.000	-0.500	0.500	1.000	-0.500
1/6	1.833	0.455	0.501	1.071	-0.424	0.598	0.921	-0.259
¼	1.750	0.429	0.505	1.166	-0.389	0.660	0.814	-0.145
1/3	1.667	0.400	0.512	1.312	-0.354	0.731	0.658	-0.033
½	1.500	0.333	0.544	1.841	-0.280	0.909	0.219	0.190
¾	1.250	0.200	0.674	4.153	-0.150	1.302	-0.569	0.553

Tabella (1.2) : Valore delle costanti e degli esponenti in funzione dell'angolo di apertura 2α [4].

Considerando solo le tensioni σ_θ $\tau_{\theta r}$ lungo la bisettrice dell'intaglio ($\theta=0$), le tensioni sono le seguenti:

$$(\sigma_\theta)_{\theta=0} = \sigma_y = \lambda_1 r^{\lambda_1-1} a_1 [1 + \lambda_1 + \chi_{b1}(1 - \lambda_1)] \left\{ 1 + \tilde{\omega}_1 \left(\frac{r}{r_0} \right)^{\mu_1 - \lambda_1} \right\} \quad (1.21)$$

$$(\tau_{r\theta})_{\theta=0} = \tau_{xy} = \lambda_2 r^{\lambda_2-1} a_2 [1 - \lambda_2 + \chi_{b2}(1 + \lambda_2)] \left\{ 1 + \tilde{\omega}_2 \left(\frac{r}{r_0} \right)^{\mu_2 - \lambda_2} \right\} \quad (1.22)$$

Nelle quali

$$\tilde{\omega}_1 = \frac{q}{4(q-1)} \left[\frac{\chi_{d1}(1 + \mu_1) + \chi_{c1}}{1 + \lambda_1 + \chi_{b1}(1 - \lambda_1)} \right] \quad (1.23)$$

$$\tilde{\omega}_2 = \frac{1}{4(\mu_2 - 1)} \left[\frac{\chi_{d2}(1 - \mu_2) - \chi_{c2}}{1 - \lambda_2 + \chi_{b2}(1 + \lambda_2)} \right] = -1 \quad (1.24)$$

I valori del parametro $\tilde{\omega}_1$ sono riportati nella tabella 1, dove gli indici 1, 2 indicano rispettivamente il modo 1 e 2. Dai valori riportati in tabella si può notare come $\tilde{\omega}_1$ rimanga pressoché costante fino ad un angolo di apertura dell'intaglio superiore a $2\alpha > 60^\circ$.

Per meglio evidenziare l'effetto del termine relativo all'autovalore μ ($\mu=0$ per $\rho=0$) assieme al termine $\tilde{\omega}_1$ bisogna considerare anche la distanza r_0 .

$$C_{\mu 1} = \left(\frac{r_0 + x}{x} \right)^{\lambda_1} \left[1 + \tilde{\omega}_1 \left(\frac{r_0 + x}{r_0} \right)^{\mu_1 - \lambda_1} \right] \quad (1.25)$$

$$C_{\mu 2} = \left(\frac{r_0 + x}{x} \right)^{\lambda_2} \left[1 + \tilde{\omega}_2 \left(\frac{r_0 + x}{r_0} \right)^{\mu_2 - \lambda_2} \right] \quad (1.26)$$

I termini $C_{\mu 1}$ e $C_{\mu 2}$ restituiscono l'errore che si commette nel valutare gli NSIFs trascurando l'effetto prodotto dalla presenza di un raggio di raccordo, utilizzando cioè la soluzione di Williams basata solo sul termine $r^{1-\lambda}$. Nella tabella seguente si riporta la distanza minima \bar{x} alla quale si commette un errore di valutazione del 2% oppure del 5%. Dai valori riportati in tabella 1.3 si nota come la distanza diminuisca all'aumentare dell'angolo di apertura dell'intaglio.

	$2\alpha=0^\circ$	$2\alpha=30^\circ$	$2\alpha=45^\circ$	$2\alpha=60^\circ$	$2\alpha=90^\circ$	$2\alpha=120^\circ$	$2\alpha=135^\circ$
$C_{\mu 1}=5\%$	3.73ρ	4.89ρ	5.04ρ	4.84ρ	3.27ρ	< ρ	< ρ
$C_{\mu 1}=2\%$	11.33ρ	15.01ρ	15.87ρ	15.74ρ	11.87ρ	4.79ρ	1.71ρ
$C_{\mu 2}=5\%$	14.37ρ	10.99ρ	9.29ρ	7.57ρ	4.25ρ	1.53ρ	0.63ρ
$C_{\mu 2}=2\%$	36.87ρ	27.51ρ	22.91ρ	18.35ρ	9.72ρ	3.00ρ	1.03ρ

Tabella (1.3) : Valori delle costanti $C_{\mu 1}$ e $C_{\mu 2}$ al variare dell'angolo di apertura dell'intaglio 2α

Per ovviare a tali problemi recentemente è stata proposta una nuova formulazione (Filippi et al. 2002) ^[5] in cui si è legato lo stress intensity factor generalizzato alla tensione massima principale all'apice dell'intaglio, la proposta è la seguente:

$$K_{\rho, I}^V = \sigma_{\max} \sqrt{2\pi} \frac{r_0^{1-\lambda_1}}{1 + \tilde{\omega}_1} = \sigma_{\max} \frac{\sqrt{2\pi}}{1 + \tilde{\omega}} \left(\frac{q-1}{q} \rho \right)^{1-\lambda_1} \quad (1.27)$$

Nel caso in cui 'angolo di apertura $2\alpha=0$ sia nullo otteniamo che la costante $q=2$, $r_0=\rho/2$, ottenendo così:

$$K_{\rho,I}^V = \frac{\sigma_{\max} \sqrt{\pi\rho}}{2} \quad (1.28)$$

Questa procedura non può essere applicata alle condizioni di carico del modo 2 perché $r_{\theta}=0$ all'apice dell'intaglio.

Recentemente Gomes and Elices 2004 hanno ripreso tale formulazione e si è visto che in presenza di solo modo I , lo stress intensity factor $K_{\rho,I}^V$ può essere comparato con un valore critico proprio di ogni materiale, angolo di apertura dell'intaglio e raggio di raccordo ρ , analogamente a quanto succede per la canonica definizione di NSIFs proposta da Williams^[1].

Un approccio più generale è stato formulato da Lazzarin et al. ^[3] (1.24, 1.25). La nuova formulazione permette di trattare intagli raccordati e utilizza i valori puntuali della tensione anziché il solo valore massimo della precedente formulazione (1.22), inoltre tale formulazione è valida sia per il modo I che per il modo II.

$$K_{\rho,I}^V = \sqrt{2\pi} r^{1-\lambda_1} \frac{(\sigma_{\theta})_{\theta=0}}{1 + \tilde{\omega}_1 \left(\frac{r}{r_0} \right)^{\mu_1 - \lambda_1}} \quad (1.29)$$

$$K_{\rho,II}^V = \sqrt{2\pi} r^{1-\lambda_1} \frac{(\tau_{r\theta})_{\theta=0}}{1 + \tilde{\omega}_2 \left(\frac{r}{r_0} \right)^{\mu_2 - \lambda_2}} \quad (1.30)$$

Dove σ_{θ} e $\tau_{r\theta}$ sono le tensioni alla distanza r dal centro del sistema di riferimento locale (figura 1.1). Dal punto di vista operativo si calcolerà il nuovo fattore punto per punto anziché affidarsi al solo valore della tensione massima. Questa nuova formulazione (1.29 e 1.30) rispetto alla formulazione precedente (1.27) è molto più completa ed esaustiva.

1.3 ANALISI NUMERICA PER LA VALUTAZIONE DEI VALORI DEGLI NSIF_s

Lungo la direzione della bisettrice dell'angolo dell'intaglio modo I e modo II sono disaccoppiati; in particolare le tensioni circonferenziali sono legate esclusivamente al modo I, mentre la tensione di taglio dipende dal modo II.

Applicando le definizioni (1.7) e (1.8) ai risultati forniti da un'analisi agli elementi finiti, ogni valore delle tensioni lungo la bisettrice, ma sufficientemente vicino all'apice dell'intaglio, può essere utilizzato per determinare gli NSIFs.

I valori della tensione circonferenziale e di taglio corrispondenti alla generica distanza dall'apice r possono essere utilizzati per effettuare una stima degli NSIFs nel seguente modo [1]:

$$K_{1,j} = \sqrt{2\pi} \sigma_{\theta,j} r_j^{1-\lambda_1} \quad (1.31)$$

$$K_{2,j} = \sqrt{2\pi} \tau_{r\theta,j} r_j^{1-\lambda_2} \quad (1.32)$$

I coefficienti adimensionali k_i possono essere stimati per mezzo delle seguenti relazioni:

$$k_{1,j} = \sqrt{2\pi} \frac{\sigma_{\theta,j}}{\sigma_0} \left(r_j/t \right)^{1-\lambda_1} \quad (1.33)$$

$$k_{2,j} = \sqrt{2\pi} \frac{\tau_{r\theta,j}}{\sigma_0} \left(r_j/t \right)^{1-\lambda_2} \quad (1.34)$$

Se nelle vicinanze dell'apice un certo numero di nodi fornisce valori costanti delle grandezze derivanti dalle (1.31) e (1.32), tali valori possono essere assunti come delle efficaci stime degli NSIFs.

Al contrario i nodi vicinissimi al piede di saldatura non sono in grado di fornire una valida stima per gli NSIFs, essenzialmente per l'incapacità degli elementi finiti di "seguire" le singolarità delle tensioni. Inoltre lontano dal piede di saldatura prevale la tensione nominale e

la distribuzione delle tensioni non può più essere descritta per mezzo delle (1.11) e (1.12). Prove numeriche dimostrano comunque che vi è una larga zona dove l'analisi fornisce un valore costante e ben definito per i Notch Stress Intensity Factors.

1.4 RESISTENZA A FATICA ESPRESSA IN TERMINI DI NSIF_S

Il danneggiamento dovuto a carichi ciclici di fatica viene generalmente descritto da più fasi, le principali sono la nucleazione della cricca e la crescita di quest'ultima fino a portare alla rottura il componente. Queste due fasi sono sostanzialmente diverse tra loro.

La distinzione tra iniziazione e propagazione della cricca, avviene mediante la definizione di una lunghezza limite della cricca.

Questo limite è chiamato “technical crack”, una cricca con lunghezza di 1 mm e profondità di 0.5 mm posizionata sulla superficie del componente. Per piastre a spessore sottile è più appropriato adottarne un limite più restrittivo. Questa definizione è da considerarsi dipendente dalla tecnica usata per verificare la presenza delle cricche sul componente.

Dal punto di vista analitico non viene fatta alcuna distinzione tra le due fasi in quanto entrambe sono dipendenti dal campo di tensione che si genera all'apice dell'intaglio o della cricca.

L'NSIFs rappresenta il primo ordine della distribuzione singolare asintotica delle tensioni in accordo con la teoria di Williams per la meccanica lineare elastica applicata agli intagli a V.

La maggior parte della vita a fatica del componente è spesa in nucleazione e accrescimento delle cricche nella zona dove è controllata dal primo ordine del campo di tensione singolare del primo ordine.

La banda di valori di vita a fatica che ne deriva non è influenzata solo alla geometria del giunto ma anche al “geometrical size effect” che non è tenuto in considerazione nella curva a fatica S-N convenzionale.

L'espressione (1.19) permette di esprimere i dati relativi alla resistenza a fatica di componenti saldati o intagliati, generalmente espressa in termini di variazione della tensione nominale a monte e a valle ($\Delta\sigma_{nom}$), in termini di variazione degli NSIFs.

Assunto infatti σ_0 uguale a $\Delta\sigma_{nom}$ corrispondente ad un certo numero di cicli N^* , è possibile scrivere ^[4]:

$$\Delta K_{1,N^*} = \Delta \sigma_{nom} \cdot k_1 \cdot t^{1-\lambda_1} \quad (1.35)$$

I risultati così ottenuti possono essere rappresentati (come avveniva per le tensioni) in un diagramma doppio logaritmico ($N, \Delta K_1$) ed essere sintetizzati attraverso una curva media ottenuta, ad esempio, con il metodo dei minimi quadrati (figura 1.4.1).

Come si può notare, la dispersione dei dati sperimentali espressi in termini di $\Delta \sigma_{nom}$ è molto ampia, vista la grande variazione dei parametri geometrici tra le diverse serie analizzate, mentre la dispersione si riduce notevolmente quando i dati di fatica sono espressi in termini di NSIF.

Quindi l'approccio N-SIF ^[4] può essere utilizzato anche per effettuare una previsione della vita a fatica e non solo per una stima dell'iniziazione della cricca, in quanto fornisce le distribuzioni di tensione lungo tutte le direzioni e quindi anche lungo l'effettiva direzione di propagazione della cricca.

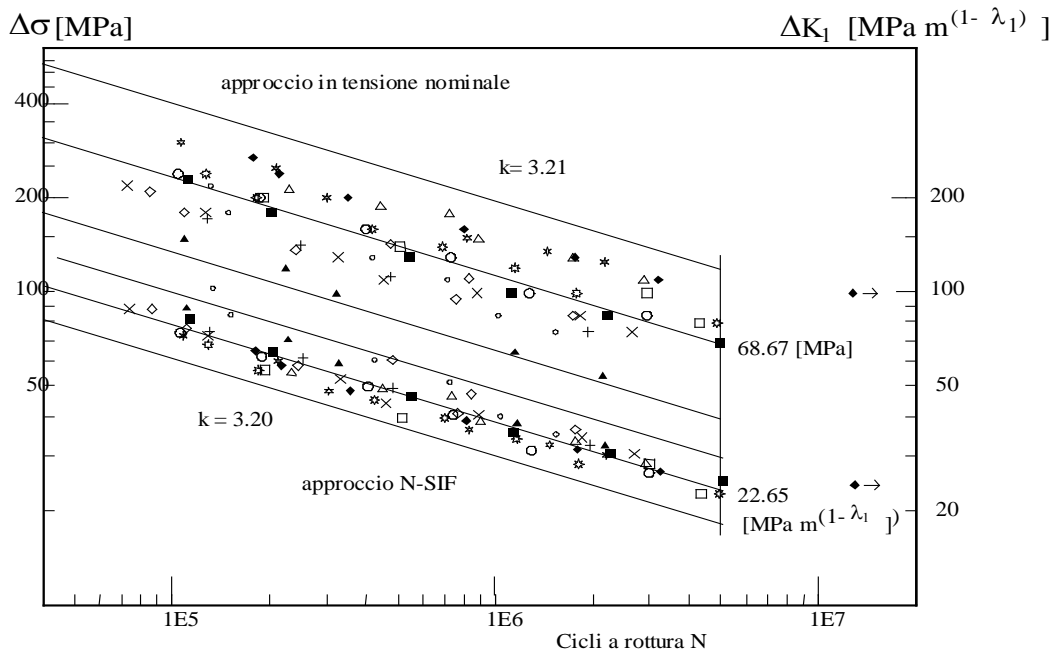


Figura 1.4.1 : Resistenza a fatica espressa in termini di $\Delta \sigma_{nom}$ e ΔK_1 [1].

Un limite legato a questo tipo di approccio può essere riconosciuto nel fatto che, da un punto di vista teorico, l'unità di misura del ΔK_1 ($[\text{MPa} \cdot \text{mm}^{1-\lambda_1}]$) non permette un confronto diretto

tra giunti che presentano diversi angoli di apertura. A tal proposito è però opportuno osservare che un angolo d'apertura di circa 135° rappresenta la più diffusa geometria nei giunti saldati e piccole variazioni di tale angolo sono, da un punto di vista ingegneristico, accettabili.

In ogni caso il problema può essere superato determinando il valore della densità di energia^[5] in un piccolo settore di raggio R attorno al piede di saldatura; tale energia è infatti strettamente collegata a K_1 e K_2 , ma ha il vantaggio di essere espressa in $[\text{N}\cdot\text{mm}/\text{mm}^3]$.

Capitolo 2

CENNI SUL CODICE DI CALCOLO STRUTTURALE ANSYS®

In questo capitolo verrà brevemente introdotto il software FEM utilizzato nelle analisi effettuate in questo lavoro di tesi. Si riportano i comandi essenziali e le funzionalità dello stesso nonché la successione delle operazioni che si devono eseguire affinché il programma di calcolo sia in grado di risolvere le analisi proposte.

2.1 IL CODICE DI CALCOLO FEM: ANSYS®

Il software ANSYS® (sviluppato da EnginSoft®) è un codice di calcolo che considera le tre dimensioni dello spazio ed utilizza la tecnica degli elementi finiti per discretizzare dei domini solidi di forma qualsiasi. Il metodo degli elementi finiti (l'acronimo FEM si traduce in *Finite Element Method*) consente di determinare la soluzione numerica approssimata di un sistema di equazioni differenziali mediante la risoluzione di un sistema di equazioni algebriche, solitamente lineari, equivalenti. Il metodo rappresenta un potente strumento di analisi strutturale che consente lo studio di strutture vincolate e caricate in diverso modo. Ad esempio nel caso di un mezzo elastico che occupa un determinato dominio, le incognite sono rappresentate dalle componenti di spostamento del generico punto del continuo le quali devono soddisfare le equazioni differenziali all'interno del dominio (equazioni di equilibrio indefinite, equazioni di congruenza, legame costitutivo) e sul contorno (condizioni al contorno sugli spostamenti o sulle tensioni). Il dominio viene quindi suddiviso in un numero finito di sottodomini chiamati elementi finiti (figura ()). Gli spostamenti incogniti sono calcolati in alcuni punti degli elementi (nodi) e approssimati in tutti gli altri mediante prefissate funzioni (di interpolazione o di forma)

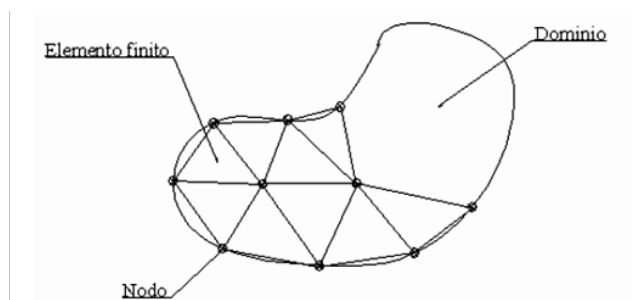


Figura (2.1): Esempio di discretizzazione di un solido in elementi finiti.

Il codice ANSYS contiene un database molto grande che raccoglie tutti i dati di input e tutti i risultati ottenuti. Il programma permette di effettuare vari tipi di analisi, dalle più semplici (di tipo statico in campo elastico-lineare) alle più complesse trattando la quasi totalità dei casi che possono verificarsi nell'ambito di progettazione e verifica strutturale.

La procedura standard da eseguire per effettuare una analisi strutturale basilare con il codice di calcolo è la seguente:

- costruzione del modello solido
- applicazione dei carichi, esecuzione del calcolo e ottenimento della soluzione
- analisi dei risultati.

La costruzione del modello è senza dubbio la parte di analisi che richiede maggior tempo. In questa fase, occorre specificare oltre al nome ed al titolo del lavoro anche i tipi di elementi (*element type*) che verranno utilizzati nella mesh, le costanti reali (*element constants*) di ogni elemento, le proprietà dei materiali impiegati (*material properties*) ed infine la geometria del modello (*model geometry*). La libreria presente nel codice contiene oltre 80 tipi di elementi, le cui principali categorie sono le seguenti: BEAM, COMBINation, CONTACT, FLUID, HYPERelastic, INFINite, LINK, MASS, MATRIX, PIPE, PLANE, SHELL, SOLID, SOURCE, SURFace, USER, VISCOelastic.

Le costanti reali sono proprietà specifiche di un dato tipo di elemento (per esempio il valore del raggio interno ed esterno per gli elementi PIPE, un'area, la lunghezza di un arco, etc.)

Le proprietà del materiale, richieste da molti tipi di elementi, possono essere definite costanti o lineari (anche dipendenti dalla temperatura secondo un polinomio di quarto grado o secondo una tabella di valori), non lineari o anisotrope. La creazione del modello può essere effettuata generando prima la geometria del modello e successivamente il programma effettua la mesh in automatico producendo nodi ed elementi (è possibile controllare la forma e la grandezza dei singoli elementi). Oppure il tipo di discretizzazione del continuo viene definito manualmente con la quale l'utente definisce, in base alle esigenze d'analisi, la posizione di ciascun nodo che costituirà gli elementi.

I carichi che possono essere applicati alla struttura sono di vario tipo: forces, definiscono le forze concentrate; surface loads: definiscono i carichi superficiali; body loads: definiscono i carichi di massa; inertia loads: definiscono il carico inerziale. Esistono anche numerosi tipi di vincoli da poter applicare al componente virtuale. L'analisi dei risultati avviene nel *postprocessing* del codice e permette di ottenere i files che contengono i valori numerici di tensioni, deformazioni, spostamenti

etc, oppure di visualizzare la distribuzione degli stessi valori direttamente sul modello evidenziandone l'andamento in immagini tridimensionali ed a colori.

I dati ottenuti in uscita dall'analisi vengono normalmente rielaborati mediante l'uso di un foglio di calcolo al fine di ottenere tabulati e grafici utili allo studio del caso trattato.

Capitolo 3

Letters in fracture and micromechanics:

ON T-STRESSES NEAR V-NOTCHES [6]

M.R. Ayatollahi, M. Dehghany

3.1 SOMMARIO

Dallo studio effettuato sul secondo termine dell'espansione di Williams dei campi di tensione che si sviluppano all'apice di un intaglio a V non raccordato, sottoposto a Modo I, considerando un sistema di coordinate cartesiane, diversamente dalla T-stress in un componente criccato si è notato che è diverso da zero in tutte e tre le componenti di tensione ed il suo valore dipende dalla distanza dall'apice. Per questo, in accordo con il criterio di frattura tensionale, in aggiunta al termine singolare, il primo termine non-singolare può giocare un ruolo importante nella rottura fragile di un componente che presenta un intaglio a V non raccordato sollecitato a Modo I, come in figura (3.1.1).

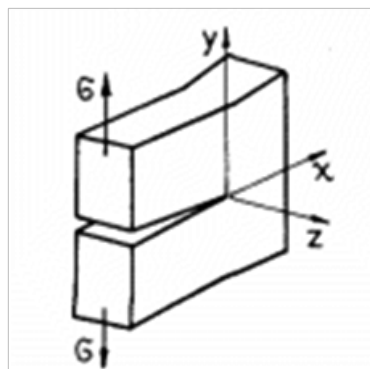


Figura (3.1.1): Esempio di un componente sollecitato a Modo I.

3.2 INTRODUZIONE

Gli spigoli non raccordati sono presenti con elevata frequenza nelle strutture ingegneristiche. A causa di un'elevata concentrazione delle tensioni in prossimità dell'apice dell'intaglio, questa è la zona di innesco delle cricche ed eventualmente della loro propagazione che porta al cedimento. Per questo una buona conoscenza della distribuzione delle tensioni attorno all'apice dell'intaglio è di notevole importanza per una corretta analisi ingegneristica della struttura. Per materiali lineari elastici, il campo di tensioni attorno all'apice di cricca viene espresso con uno sviluppo in serie di infiniti termini (Williams 1952). Il primo termine in ogni espansione è singolare, mentre gli ordini superiori sono non singolari. Se l'angolo di apertura risulta essere zero, si tratta di una cricca ed il secondo termine dell'espansione di Williams assume valore costante indipendentemente dalla distanza dall'apice di cricca e prende il nome di T-stress. Studi precedenti hanno dimostrato che l'accrescimento delle cricche, oltre ad essere dipendente dal termine singolare, è fortemente influenzato dal valore del T-stress. Ad esempio, Larsson e Carlsson (1973) investigarono l'effetto del T-stress sulla dimensione e sulla forma che assume la zona plasticizzata nel caso di sollecitazioni di Modo I. Ayatollahi et. al (2002) dimostrarono che il contributo del T-stress poteva influenzare la nucleazione della cricca nell'ipotesi di rottura fragile. Inoltre è stato dimostrato che nel Modo I il T-stress è un parametro importante da considerare al fine di ottenere una analisi corretta della traiettoria della direzione di frattura (Cottrel and Rice, 1980). Essi dimostrarono che per valori positivi del T-stress, la traiettoria della linea di frattura che porta al cedimento cambia direzione rispetto alla cricca iniziale. Al contrario, componenti con T-stress negativo esibiscono un accrescimento stabile della cricca la quale mantiene una direzione inalterata. Nonostante gli approfonditi studi sull'influenza del T-stress sul comportamento a frattura di componenti criccati, non esistono ancora risultati riferiti al ruolo dei termini non singolari sulla distribuzione delle tensioni attorno all'apice dell'intaglio a V. Il solo lavoro degno di nota è stato effettuato da Kim et al. (2009) che studiò l'effetto del primo termine non singolare di Modo I sulla dimensione e sulla forma della zona plastica attorno all'apice. Considerando le cricche come un caso particolare di intaglio a V con angolo di apertura ridotto, il secondo termine dell'espressione di Williams ha una importanza significativa sul comportamento a frattura dei componenti intagliati. Il testo che segue si occupa appunto di esaminare il secondo termine dei campi di tensione di componenti intagliati sottoposti a Modo I.

3.3 CAMPI DI TENSIONE ATTORNO AD INTAGLI A V NON RACCORDATI

Nel rispetto dell'approccio di Williams, i campi di tensione lineare elastica attorno ad intagli a V a spigolo vivo (figura (3.2.1)) soggetti ad una sollecitazione di Modo I, possono essere espressi nel sistema di coordinate Cartesiane (Ju, 2008) come segue:

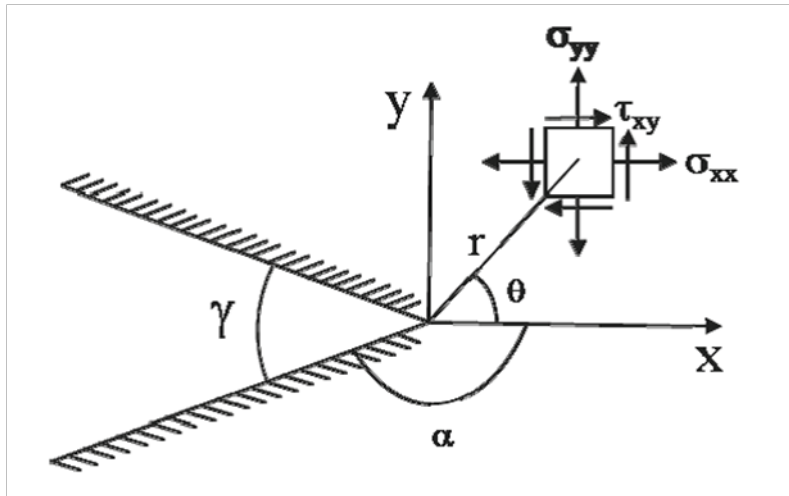
$$\sigma_{xx} = \sum_{i=1}^{\infty} a_i \lambda_i r^{\lambda_i-1} [(2 + d_i) \cos((\lambda_i - 1)\theta) - (\lambda_i - 1) \cos((\lambda_i - 3)\theta)] \quad (1)$$

$$\sigma_{yy} = \sum_{i=1}^{\infty} a_i \lambda_i r^{\lambda_i-1} [(2 - d_i) \cos((\lambda_i - 1)\theta) + (\lambda_i - 1) \cos((\lambda_i - 3)\theta)] \quad (2)$$

$$\tau_{xy} = \sum_{i=1}^{\infty} a_i \lambda_i r^{\lambda_i-1} [-d_i \sin((\lambda_i - 1)\theta) + (\lambda_i - 1) \sin((\lambda_i - 3)\theta)] \quad (3)$$

Dove r e θ sono le coordinate polari centrate sull'apice dell'intaglio (figura (3.2.1)) ed il termine

$$d_i = \lambda_i \cos(2\alpha) + \cos(2\alpha\lambda_i) \quad (4)$$



Figura(3.2.1) : Geometria dell'intaglio e schema delle tensioni che si sviluppano all'apice, il tutto in coordinate cartesiane.

Nelle equazioni dalla 1 alla 3 i coefficienti a_i sono delle incognite e dipendono dalla geometria e dalle condizioni di carico. L'angolo α è rappresentato in figura (3.2.1) e λ_i sono gli autovalori per il Modo I ottenuti dalle radici positive acquisite dalla soluzione della equazione (5):

$$\lambda_i \sin(2\alpha) + \sin(2\lambda_i \alpha) = 0$$

La variazione dei primi due autovalori per il Modo I, in relazione all'angolo di apertura dell'intaglio γ , per dei valori compresi tra $0 < \gamma < 40^\circ$ avviene come riportato nel grafico che segue (grafico (3.2.2)).

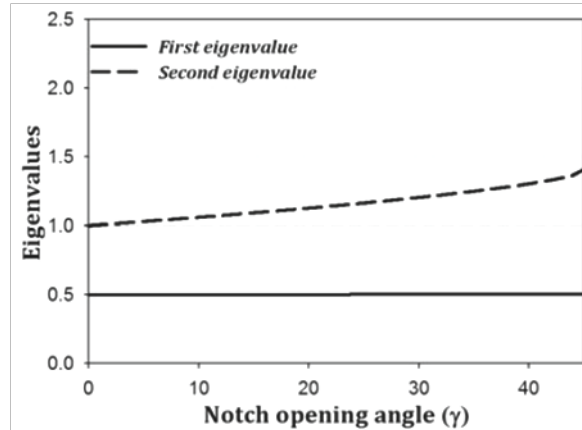


Grafico (3.2.2): Variazione dei primi due autovalori in relazione all'apertura dell'angolo dell'intaglio γ .

Nel caso specifico in cui si trattino delle cricche, ad esempio per $\alpha = \pi$, le equazioni 1, 2 e 3 possono essere trascritte nel seguente modo:

$$\sigma_{xx} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left[1 - \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \right] + T + O(r^{1/2}) \quad (6)$$

$$\sigma_{yy} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left[1 + \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \right] + O(r^{1/2}) \quad (7)$$

$$\tau_{xy} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left[\sin \frac{\theta}{2} \cos \frac{3\theta}{2} \right] + O(r^{1/2}) \quad (8)$$

Nelle quali si assume che il valore del K_I e del termine T (T-stress) in relazione ai coefficienti a_1 ed a_2 siano:

$$K_I = \sqrt{2\pi} a_1 \quad , \quad T = 4a_2 \quad (9)$$

Riferendosi al caso di una cricca, con apice incentrato all'origine del sistema di coordinate Cartesiano, nelle equazioni dalla 6 alla 9, risulta evidente che:

- 1- Il secondo termine dell'espansione di Williams, il T-stress, esiste solo per la σ_{xx} ,
- 2- Il T-stress è costante ed è indipendente dalla distanza dall'apice di cricca.

Essendo che il T-stress non appare nell'espressione della tensione σ_{yy} , il criterio alla base della meccanica della frattura lineare elastica sostiene che l'iniziazione della frattura in componenti criccati non è influenzata dal T-stress. Per componenti con un intaglio a V non raccordato di un'apertura superiore a zero gradi, il secondo termine dell'espressione riguardante i campi di tensione può essere scritto come segue:

$$\sigma_{xx}^{(2)} = a_2 \lambda_2 r^{\lambda_2 - 1} [(2 + d_2) \cos((\lambda_2 - 1)\theta) - (\lambda_2 - 1) \cos((\lambda_2 - 3)\theta)] \quad (10)$$

$$\sigma_{yy}^{(2)} = a_2 \lambda_2 r^{\lambda_2 - 1} [(2 - d_2) \cos((\lambda_2 - 1)\theta) + (\lambda_2 - 1) \cos((\lambda_2 - 3)\theta)] \quad (11)$$

$$\tau_{xy}^{(2)} = a_2 \lambda_2 r^{\lambda_2 - 1} [(-d_2) \sin((\lambda_2 - 1)\theta) + (\lambda_2 - 1) \sin((\lambda_2 - 3)\theta)] \quad (12)$$

nelle quali l'apice ⁽²⁾ individua l'appartenenza dell'espressione al secondo termine dell'espansione analizzata. Osservando la figura (3.2.2), per intagli con angolo di apertura diverso da zero, il secondo autovalore è sempre maggiore di zero. Inoltre, il secondo termine delle tensioni è funzione della distanza dall'apice dell'intaglio (individuato con "r"). Ad esempio, in figura (3.2.3) si osserva la tipica variazione delle tensioni $\sigma_{xx}^{(2)}$ e $\sigma_{yy}^{(2)}$ lungo la bisettrice in relazione alla distanza r, per differenti angoli di apertura degli intagli (assumendo $a_2 = 0.25 \text{ MPa } m^{1-\lambda_2}$, si segnala però che tale unità di misura proposta nell'articolo è incoerente con i risultati riportati).

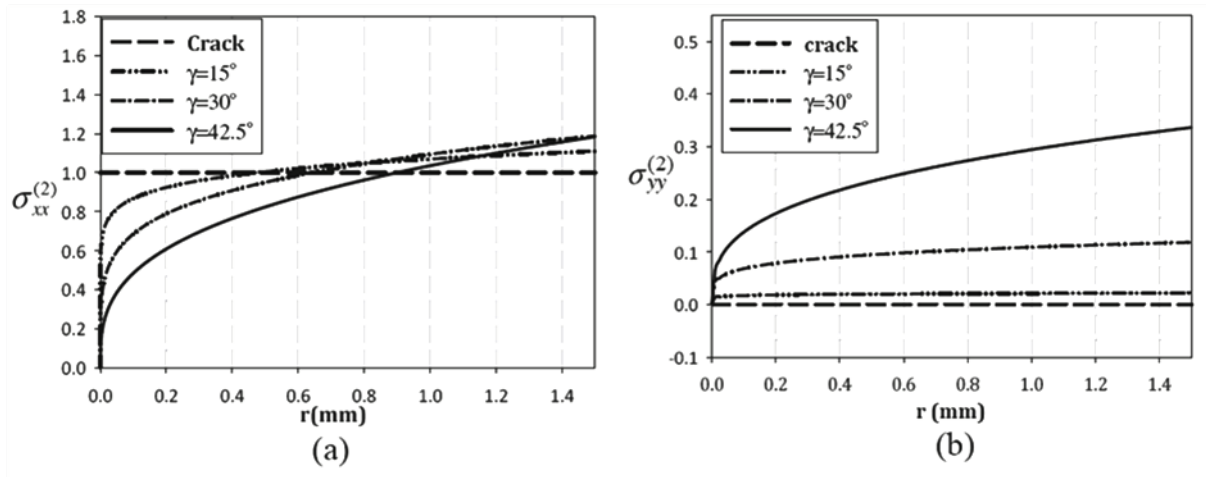


Grafico (3.2.3): Variazione del secondo termine delle tensioni in relazione alla distanza r dall'apice lungo la bisettrice dell'intaglio ($\theta=0$), per diversi valori dell'apertura γ ($a_2 = 0.25 \text{ MPa m}^{-1/2}$); a) $\sigma_{xx}^{(2)}$ e b) $\sigma_{yy}^{(2)}$.

Si può notare dal grafico (3.2.3a) che lungo la bisettrice (oppure analogamente lungo ogni altra direzione arbitraria), il termine della componente tensionale $\sigma_{xx}^{(2)}$ è funzione della distanza dall'apice (r). Al diminuire dall'apertura dell'angolo γ , tale funzione denota una graduale diminuzione della variazione in relazione ad r sino al punto in cui, per il caso di una cricca ($\gamma = 0$), assume valore costante. Tale termine costante prende il nome di T-stress. Inoltre, la figura (3.2.3b) mostra che diversamente dai componenti criccati, il termine $\sigma_{yy}^{(2)}$ è diverso da zero per intagli a V non raccordati; oltre a ciò, in accordo con il criterio tensionale di frattura, si può affermare che tale termine può influenzare il comportamento a frattura di componenti sollecitati a Modo I.

Si può concludere che, dall'osservazione della figura (3.2.3) e dall'applicazione delle equazioni (10), (11), (12) per intagli a V con angolo di apertura $\gamma > 0$, nel sistema di riferimento cartesiano:

- 1- Il secondo termine dell'espressione di Williams compare in tutte e tre le componenti tensionali $\sigma_{xx} \sigma_{yy} e \tau_{xy}$;
- 2- Il secondo termine non è una funzione costante e dipende sempre dalla distanza dall'apice di dell'intaglio.

3.4 DIMOSTRAZIONE

Nella precedente trattazione è stato enunciato che per intagli a V il secondo termine dell'espressione di Williams per le tensioni è diverso da zero in tutte e tre le componenti $\sigma_{xx}, \sigma_{yy}, \tau_{xy}$. Con l'intenzione di studiare tale fenomeno applicato ad un componente reale intagliato è stata effettuata un'analisi di simulazione con un "codice di calcolo agli elementi finiti" considerando un componente rettangolare che presenta un intaglio centrale, come mostrato in figura (3.4.1). L'angolo di apertura γ è di 30° e le altre dimensioni sono: $W = 32\text{mm}$, $L = 96\text{mm}$, $d = 12\text{mm}$.

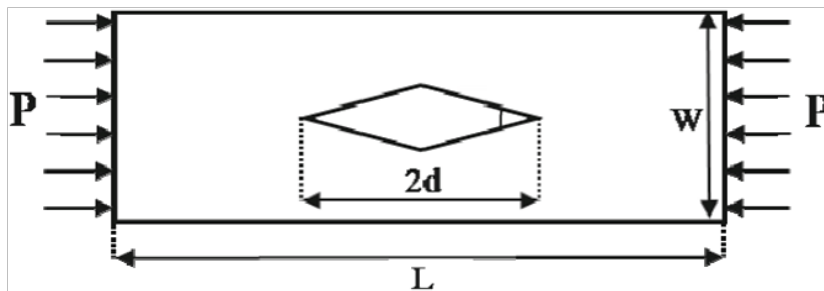


Figura (3.4.1): Geometria e condizioni di carico per il componente con intaglio centrale romboidale simmetrico.

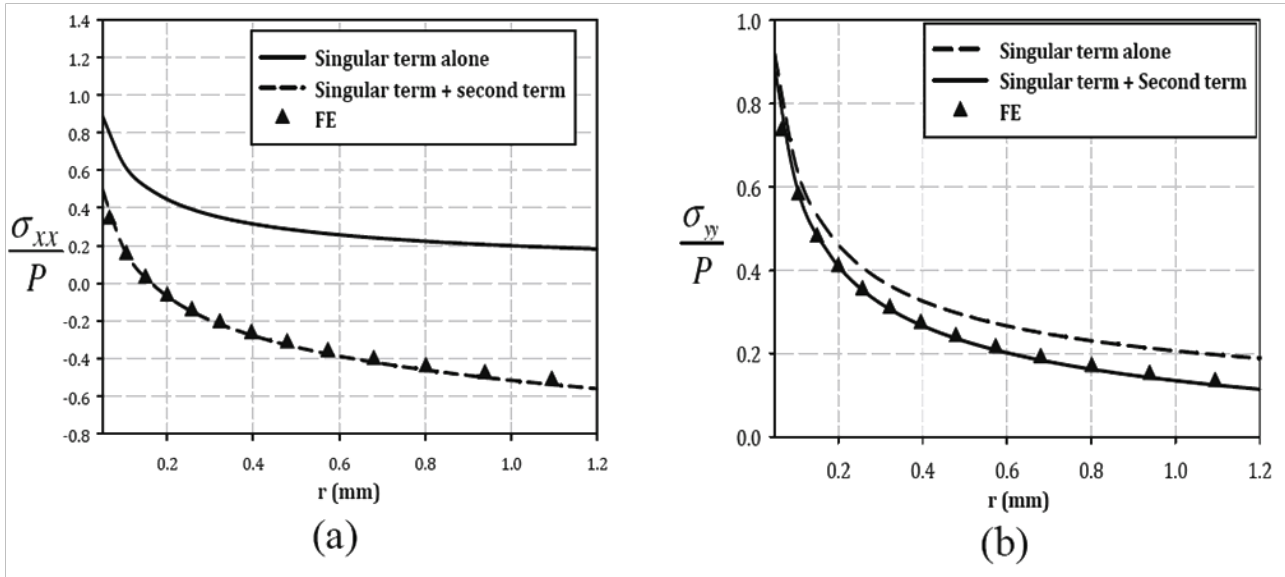
Una tecnica numerica agli elementi finiti (FEOD) introdotta recentemente da Ayatollahi e Najati (2009) viene stata usata per determinare i coefficienti del primo ordine di Williams a_1 ed a_2 per componenti intagliati. In accordo con tale metodo FEOD, i parametri adimensionali $d_1^{\lambda_1-1} a_1 / P$ e $d_2^{\lambda_2-1} a_2 / P$ calcolati sono risultati essere 0.0586 e -0.2707 rispettivamente.

Nei grafici () sono riportati i risultati ottenuti per le tensioni adimensionalizzate σ_{xx} / P e σ_{yy} / P in accordo con le equazioni (10) e (11) per tre differenti casi:

- 1) Termine singolare dell'espressione di Williams,
- 2) Primo termine + secondo termine,
- 3) Tutti i termini dell'espansione di Williams (derivano dal'esito delle simulazioni FEM).

Tali grafici riferiscono alla condizione tensionale che si sviluppa lungo la bisettrice dell'intaglio ($\theta = 0$) entro una distanza di 1.2 mm. Da questi si può vedere che il secondo termine dell'espressione di Williams apporta un importante contributo in entrambe le componenti tensionali σ_{xx} e σ_{yy} attorno all'apice dell'intaglio. Benché questo contributo sia più pesante per la σ_{xx} ,

l'effetto sulle σ_{yy} è comunque non trascurabile. Osservando i grafici (3.4.2a e b), il campo tensionale descritto dal primo e dal secondo termine dell'espansione di Williams è molto vicino alla soluzione proposta dall'analisi agli elementi finiti la quale per definizione contiene tutti i termini della formula estesa. Infine, il contributo di terzo ordine o superiore delle tensioni è trascurabile in questa geometria considerata.



Grafici (3.4.2): Tensioni adimensionalizzate ricavate lungo la bisettrice dell'intaglio: a) σ_{xx} / P , b) σ_{yy} / P .

Capitolo 4

STUDIO EFFETTUATO SULL'ARTICOLO TRATTATO

Nel capitolo precedente è stato tradotto e studiato l'articolo scientifico scritto da M.R. Ayatollahi ed M. Dehghany, riguardante lo studio da loro effettuato sul secondo termine dell'espansione di Williams dei campi di tensione che si sviluppano all'apice di un intaglio a V non raccordato, sottoposto a Modo I. In questo capitolo verrà quindi effettuato uno studio approfondito sullo stesso modello ricorrendo al FEM e ripercorrendo la stessa trattazione analitica.

4.1 SIMULAZIONE AGLI ELEMENTI FINITI: MODELLAZIONE DEL COMPONENTE

Al fine di effettuare una verifica sulla correttezza della trattazione, la quale riporta lo studio di una piastra sottoposta a sollecitazione di compressione, si effettuano delle analisi FEM su di un componente geometricamente e dimensionalmente analogo al modello riportato nell'articolo. Si è modellata quindi una piastra con intaglio interno romboidale simmetrico a V non raccordato, con un angolo di apertura dell'intaglio $\gamma = 30^\circ$ ($W=32$ mm, $L=96$ mm, $d=12$ mm, figura (4.1.1)). Per quanto riguarda il carico applicato si è deciso di imporre arbitrariamente una tensione di compressione P pari a 100 MPa. Tale geometria e tale tipo di sollecitazione applicata implicano che il componente, agli apici dei vertici con angolo di apertura minore del rombo, presenti una sollecitazione di Modo I, ovvero induca entrambi gli apici dell'intaglio (posizionati lungo la bisettrice orizzontale) ad aprirsi ed eventualmente ad indurre al cedimento il componente.

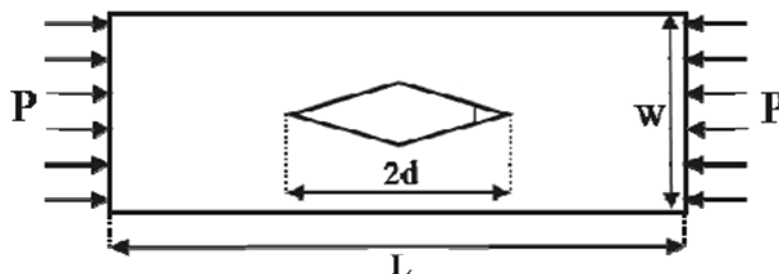


Figura (4.1.1): Geometria del componente studiato e carichi applicati.

La simmetria della piastra, sia dal punto di vista geometrico nonché dei carichi applicati, come evidente nella figura (4.1.1), ha permesso una semplificazione del modello studiato, in quanto è possibile modellare agli elementi finiti (mediante l'uso del codice Ansys) solamente un quarto della stessa. Dopo aver definito l'elemento utilizzato per generare il modello (Solid 8node82), aver imposto le proprietà del materiale ed il tipo di sollecitazione (modulo elastico $E=206'000\text{MPa}$, coefficiente di Poisson $\nu=0.3$ in configurazione di materiale isotropo, lineare elastico, sollecitazione di deformazione piana), si è partiti dunque dal definire il posizionamento dei Keypoints sul piano di lavoro in Ansys. Successivamente sono stati collegati i suddetti Keypoints con delle linee di costruzione al fine di ottenere la geometria voluta (figura (4.1.2)). E' stata quindi generata una mesh, ovvero una discretizzazione del piano continuo in elementi di dimensione finita (nel caso in esame si è in due dimensioni), adeguata alla geometria ed alla precisione necessaria al ricavare dei risultati attendibili dalla simulazione numerica.

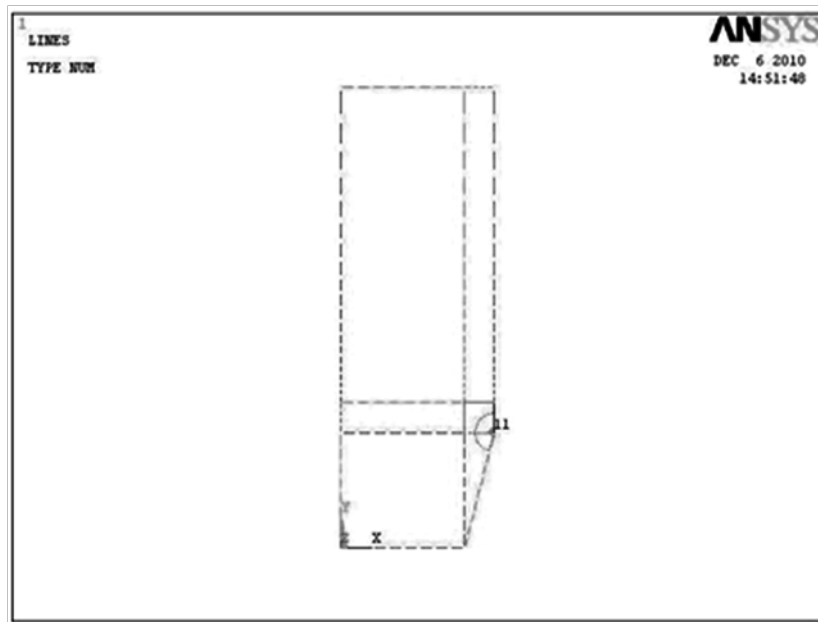


Figura (4.1.2): Modello studiato, semplificato rispetto al componente di partenza per effetto della simmetria.

Si è avviata la soluzione del caso in esame, creato in ambiente di simulazione numerica Ansys, non prima però di aver applicato i vincoli di simmetria (al fine di rendere possibile la similitudine tra piastra intera e quarto di piastra), come visibile nella figura (4.1.3) nella quale si possono distinguere inoltre i carichi di compressione applicati alla struttura per i quali si è scelto un valore $P = 100 \text{ MPa}$.

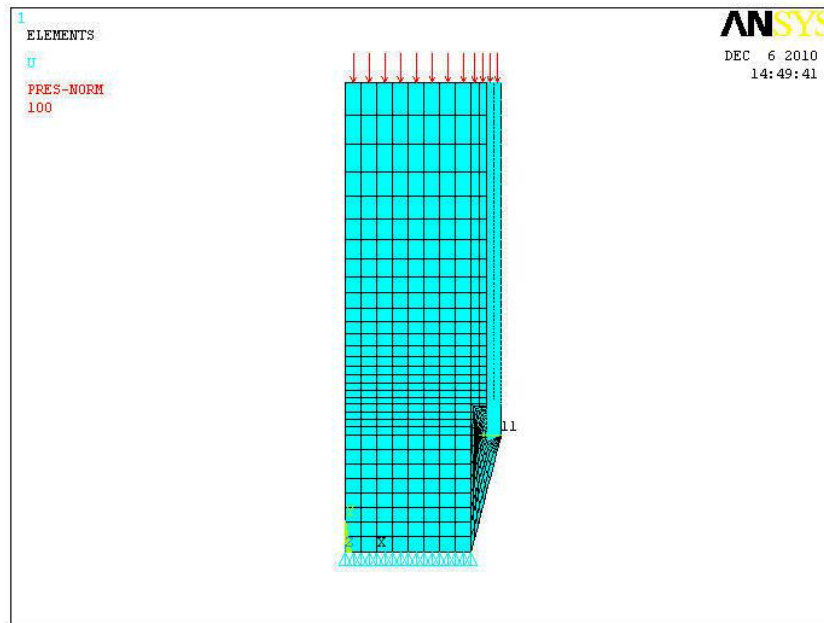


Figura (4.1.3): Quarto di piastra dotato di mesh con vincoli di simmetria e carichi di compressione applicati.

Si è poi creato un “path” lungo la linea ideale della bisettrice uscente dall’intaglio che percorre la piastra, al fine di ottenere i corrispondenti listati riportanti i risultati utili alla soluzione dell’analisi, in particolar modo le tensioni σ_{xx} e σ_{yy} . Grazie a queste si sono calcolate le espressioni per il fattore di intensificazione delle tensioni dai dati in uscita dallo studio FEM ed è stato possibile eseguire il lavoro numerico riportato a seguire.

4.2 ANALISI PRELIMINARE DEI DATI OTTENUTI

Con i dati ottenuti dall’analisi FEM si sono tracciati i grafici riportanti in ascissa la distanza dall’apice (considerata in direzione della bisettrice dell’intaglio) ed in ordinata le tensioni adimensionalizzate σ_{xx}/P , σ_{yy}/P (grafico (4.2.1)). Tale grafico si confronta con quanto esposto nell’articolo scientifico riportato nel capitolo 3 (grafico (4.2.2a e b)) con l’obiettivo di confrontare i valori acquisiti dallo studio FEM con quando li espresso. Le curve da osservare per il confronto sono evidenziate da una freccia corrispondente allo stesso colore della tensione ricavata dall’analisi numerica.

Tensioni adimensionalizzate: intaglio a V con $\gamma = 30^\circ$

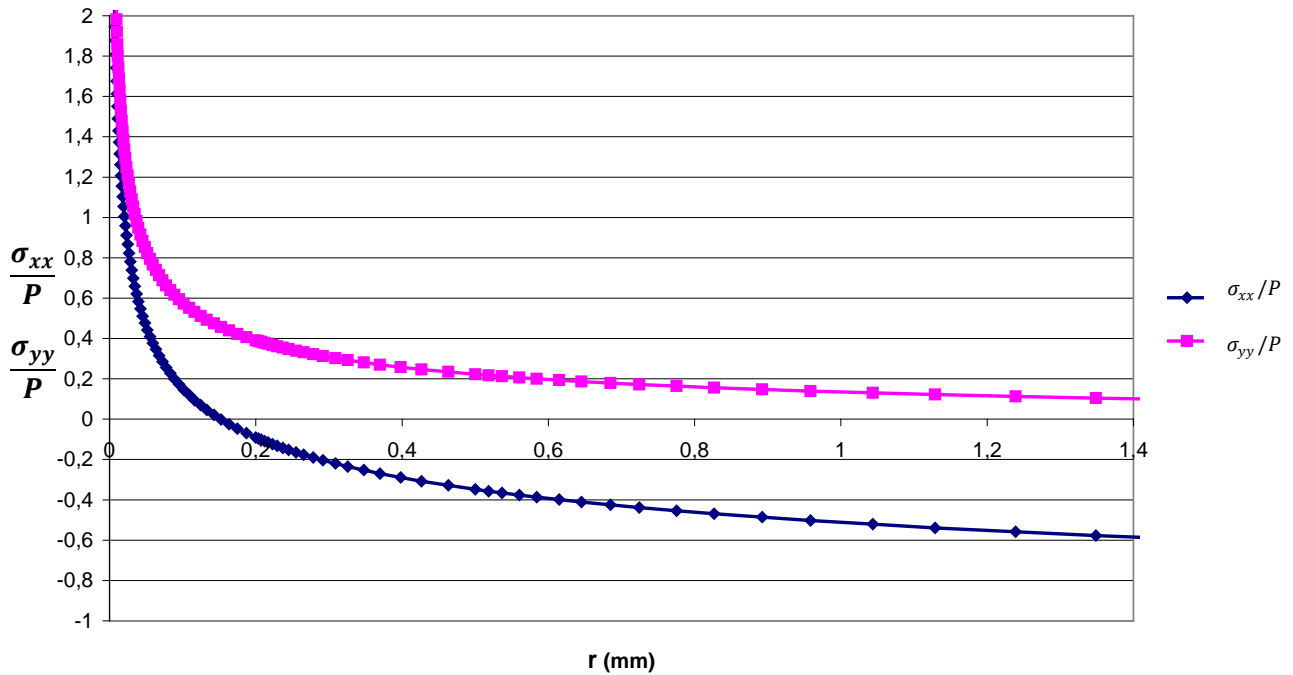


Grafico (4.2.1): Tensioni adimensionalizzate, grafico ottenuto dall'analisi agli elementi finiti.

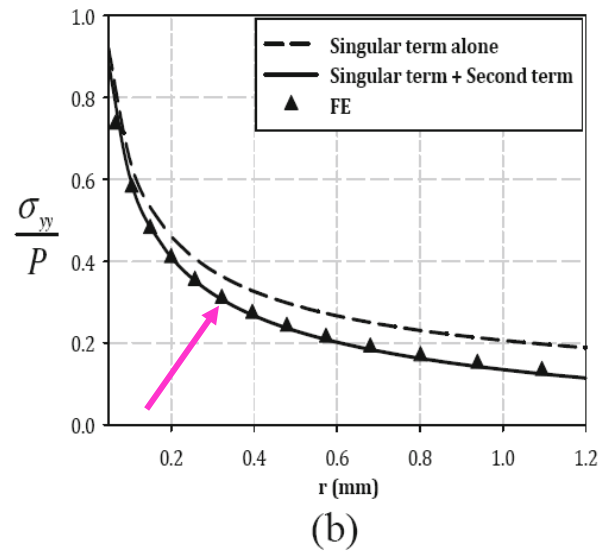
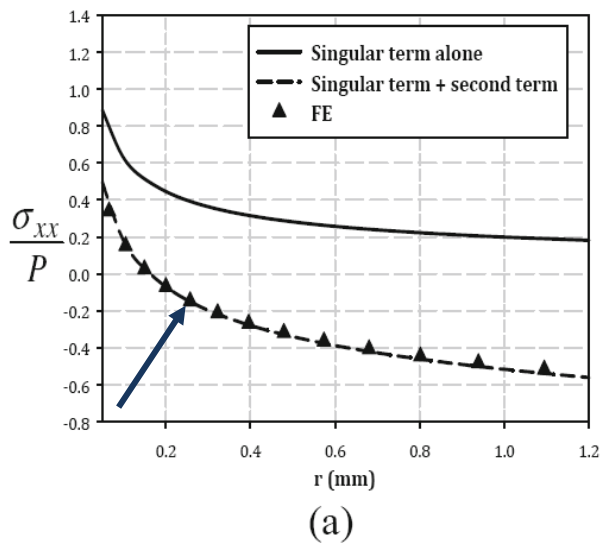


Grafico (4.2.2): Tensioni adimensionalizzate in funzione della distanza dall'apice; a) σ_{xx}/P , b) σ_{yy}/P .

Osservando esclusivamente l'andamento dei valori ricavati dall'analisi agli elementi finiti si evidenzia una corrispondenza valida tra il caso che si è trattato con la modellazione in ambiente Ansys e quanto riportato nell'articolo. Successivamente si decise di osservare l'andamento del

secondo termine dell'equazione di Williams per le σ_{xx} , il T-stress (che si esprime come la differenza tra le tensioni σ_{xx} e σ_{yy}): per questo termine si è notato il seguente andamento, diagrammato in relazione alla distanza r (mm) dall'apice, sempre lungo la bisettrice dell'intaglio, grafico (4.2.3).

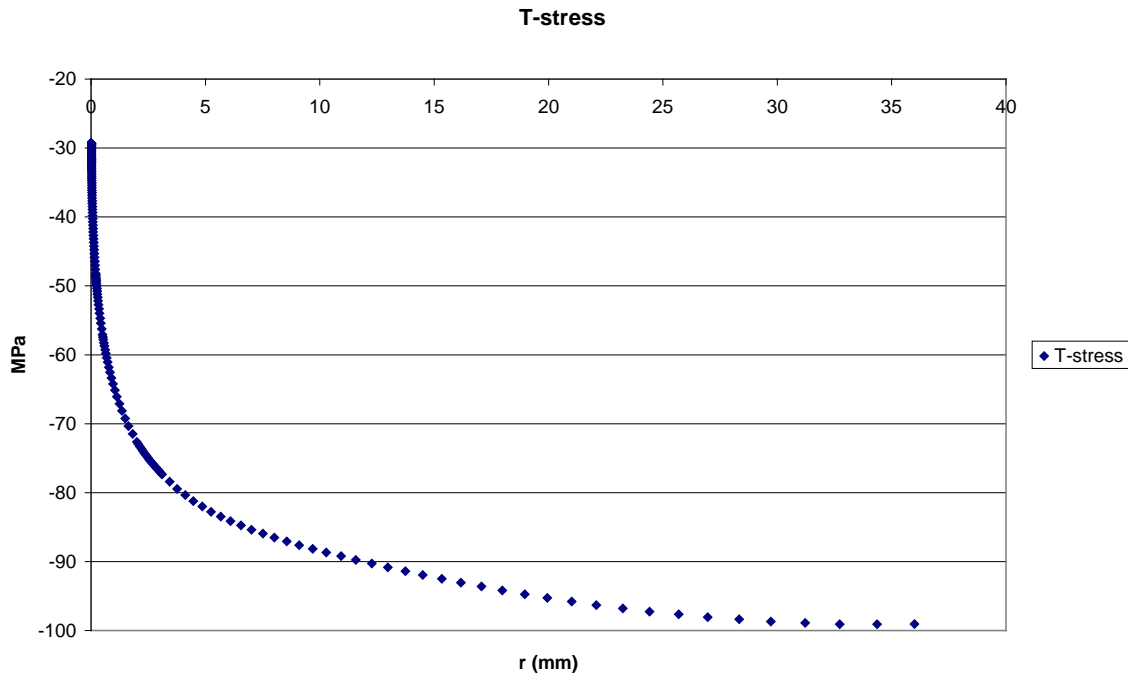


Grafico (4.2.3): Andamento del T-stress in funzione della distanza dall'apice dell'intaglio r .

4.3 TRATTAZIONE ANALITICA

Dopo aver ricavato tutti i dati necessari, si è quindi passati a trattare la parte analitica effettuando i calcoli del termine singolare e del termine di secondo ordine al fine di trovare anche in questo caso una corrispondenza tra quanto scritto nell'articolo e quanto ottenuto dallo studio del modello FE. L'espressione della tensione σ_{xx} , per quanto riguarda il termine del primo ordine dell'espansione di Williams, si sviluppa come segue:

$$\sigma_{xx} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left[1 - \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \right] + T + O(r^{1/2}) \quad (1)$$

Si è quindi reso necessario calcolare lungo la bisettrice dell'intaglio ($\theta=0$) il Notch Stress Intensity Factor, K_I lineare elastico di Modo I.

Tale fattore esprime l'intensità dei campi asintotici locali e viene espresso sulla base delle definizioni di Gross e Mendelson (1972):

$$K_I = \sqrt{2\pi} \lim_{r \rightarrow 0^+} (\sigma_{xx} (x, \theta = 0)) r^{1-\lambda_1} \quad (2)$$

Si è ottenuto un valore medio $K_I = 49,4 \text{ MPa mm}^{0.499}$, assumendo $\lambda_1 = 0.501$ (vedi tabella (1.2).

Al fine di giustificare tale valore si riporta anche in figura (4.3.1) il grafico dell'andamento del Notch Stress Intensity Factor di Modo I, in funzione della distanza dall'apice r (in scala doppio logaritmica).

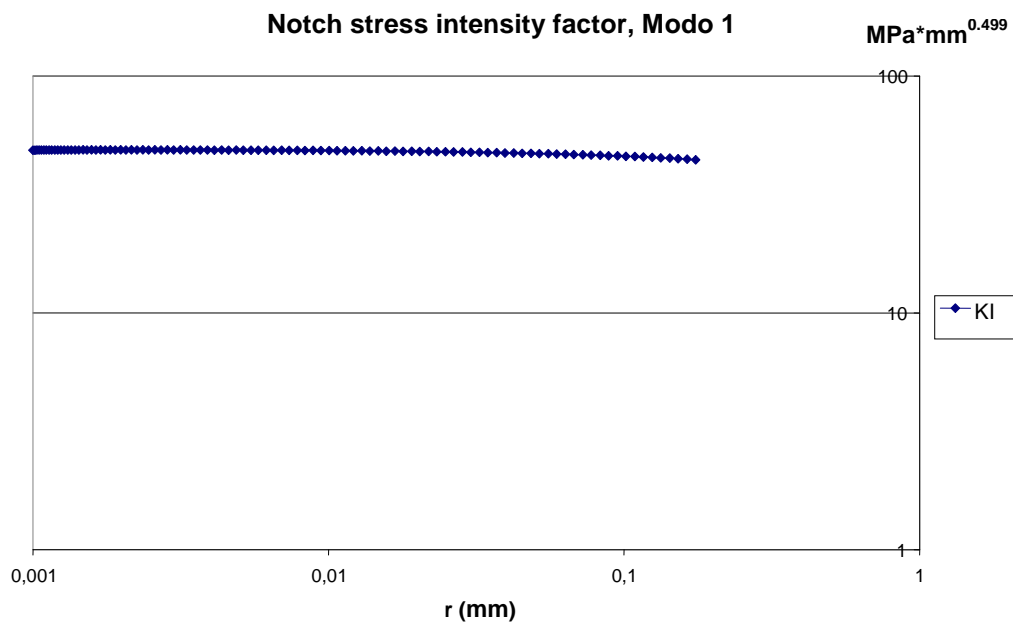


Figura (4.3.1): Rappresentazione dell'andamento costante del K_I in prossimità dell'apice dell'intaglio.

Si sono quindi analizzate le espressioni tensionali del termine di secondo ordine per intagli a V non raccordati ed angolo di apertura γ diverso da zero, proposte da Ayatollahi nell'articolo:

$$\sigma_{xx}^{(2)} = a_2 \lambda_2 r^{(\lambda_2 - 1)} [(2+d_2)\cos((\lambda_2-1)\theta) - (\lambda_2-1)\cos((\lambda_2-3)\theta)] \quad (3)$$

$$\sigma_{yy}^{(2)} = a_2 \lambda_2 r^{(\lambda_2 - 1)} [(2-d_2)\cos((\lambda_2-1)\theta) + (\lambda_2-1)\cos((\lambda_2-3)\theta)] \quad (4)$$

$$\tau_{xy}^{(2)} = a_2 \lambda_2 r^{(\lambda_2 - 1)} [-d_2 \sin((\lambda_2-1)\theta) + (\lambda_2-1)\sin((\lambda_2-3)\theta)] \quad (5)$$

Considerato che lo studio viene effettuato lungo la bisettrice, si possono innanzitutto effettuare tali semplificazioni, considerando momentaneamente nell'analisi la sola tensione che si sviluppa lungo l'asse x:

$$\sigma_{xx}^{(2)} = a_2 \lambda_2 r^{(\lambda_2 - 1)} [2+d_2 - (\lambda_2-1)] \quad (6)$$

nella quale il termine d_2 , si esprime (per $i=2$) come:

$$d_i = \lambda_i \cos(2\alpha) + \cos(2\lambda_i\alpha) \quad (7)$$

L'angolo α si ottiene eseguendo:

$$\alpha = \pi - \gamma/2 = \frac{11\pi}{12} \quad (8)$$

Si deve ora trovare l'autovalore λ_2 : sfruttando l'espressione proposta da Williams, questo risulta essere:

$$\lambda_2 \sin 2\alpha - \sin 2\lambda_2\alpha = 0 \quad (9)$$

$$\lambda_2 = 1,2028$$

Si può quindi calcolare il termine d_2 :

$$d_2 = 1,84$$

Per quanto riguarda invece il fattore a_2 , nell'articolo è riportato che si assume pari ad $a_2 = 0,25$ MPa m^(1- λ_2). A questo punto della trattazione però si è resa necessaria una trasformazione al fine di

ricondere le unità di misura uniformi a quanto fino ad ora trattato, ovvero di trasformare i metri in millimetri:

$$0,25 \text{ MPa m}^{(1-\lambda_2)} = 0,25 * 1000^{(1-1.2028)} = 0,0616 \text{ MPa mm}^{-0,2028}$$

Arrivati a questo punto si è potuto calcolare numericamente l'espressione per le tensioni che racchiude in se il contributo del primo ordine sommato al contributo del secondo ordine dell'espressione di Williams. L'esito di tale somma dei termini ha generato l'espressione (10)

$$\sigma_{xx} = \frac{KI}{2\sqrt{2\pi r}} a_2 \lambda_2 r^{(\lambda_2-1)} [2+d_2 - (\lambda_2-1)] \quad (10)$$

4.4 CONSIDERAZIONI SULL'ESITO ANALITICO DELLE TENSIONI σ_{xx}

I risultati ottenuti per le tensioni lungo l'asse x si sono confrontati con i valori della tensione σ_{xx} ottenuti con il metodo di simulazione agli elementi finiti, ma si sono evidenziate notevoli differenze. In particolare fino ad un massimo di 0.03 mm dall'apice dell'intaglio si rimane entro un errore percentuale (calcolato come differenza tra tensione di origine analitica e tensione ottenuta dalla simulazione numerica) del 10%, ma poi allontanandosi dall'apice, sempre in direzione della bisettrice dell'intaglio ($\theta = 0$), l'errore cresce. Allo stesso modo si è andati ad osservare il contributo del termine della tensione di secondo ordine $\sigma_{yy}^{(2)}$. Mantenendo inalterati i termini costanti e semplificando l'espressione per effetto del posizionamento sulla bisettrice dell'intaglio, si ottiene che:

$$\sigma_{yy}^{(2)} = a_2 \lambda_2 r^{(\lambda_2-1)} [1 - d_2 + \lambda_2] \quad (11)$$

da cui in forma completa, sommando i termini del primo ordine ai termini del secondo ordine, si osserva:

$$\sigma_{yy} = \frac{KI}{2\sqrt{2\pi r}} a_2 \lambda_2 r^{(\lambda_2-1)} [1 - d_2 + \lambda_2] \quad (12)$$

4.5 CONSIDERAZIONI SULL'ESITO ANALITICO DELLE TENSIONI σ_{yy}

Anche in questo caso si è notato un errore notevole tra le tensioni di origine analitica e le tensioni ottenute dalla simulazione numerica, in quanto allontanandosi dall'apice, in direzione della bisettrice, la differenza tra le tensioni calcolate con l'espressione proposta nell'articolo scientifico e l'analisi FE è sicuramente non trascurabile.

4.6 APPROCCIO AL PROBLEMA

Al fine di approfondire la questione e capire quale sia l'origine di tali incongruenze, si è diagrammato il solo contributo di secondo ordine, ovvero si è osservata la variazione del secondo termine delle tensioni $\sigma_{xx}^{(2)}$ e $\sigma_{yy}^{(2)}$ in relazione alla distanza dall'apice dell'intaglio r , per $\theta = 0$.

I grafici riguardanti tale esito numerico, ricavati dall'articolo trattato, propongono l'andamento riportato in figura (4.6.1a e b) nei quali si evidenzia con il colore rosso, per entrambi i contributi $\sigma_{xx}^{(2)}$ e $\sigma_{yy}^{(2)}$, il caso di un intaglio con apertura $\gamma = 30^\circ$, mentre con il colore blu il caso di una cricca, ovvero di un ipotetico intaglio di apertura nulla.

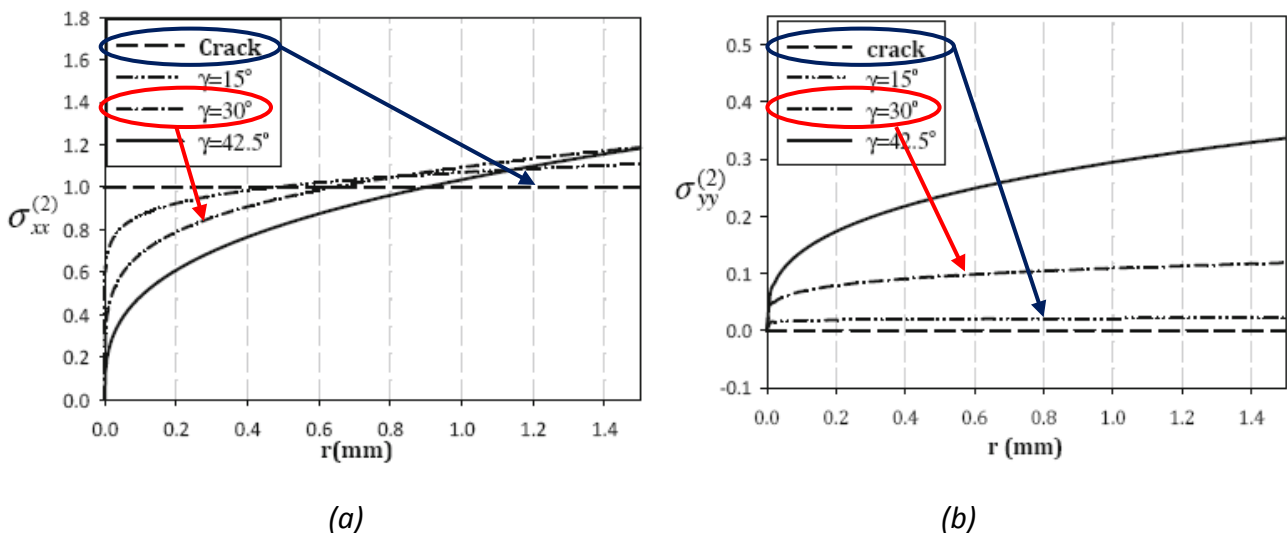


Figura (4.6.1): Variazione del secondo termine delle tensioni $\sigma_{xx}^{(2)}$ (figura a) e $\sigma_{yy}^{(2)}$ (figura b) in relazione alla distanza dall'apice dell'intaglio r , per $\theta = 0$.

L'andamento che si è calcolato invece analiticamente come verifica di quanto esposto nella trattazione scientifica, applicando le espressioni (6) e (11) rispettivamente per $\sigma_{xx}^{(2)}$ e $\sigma_{yy}^{(2)}$, presenta notevoli differenze da quanto appena visto sopra, seppur ci si limiti ad un'applicazione

dell'analisi entro una distanza di soli 1,4 mm circa dall'apice dell'intaglio, esattamente come indicato nell'articolo.

Nel grafico (4.6.2) si riporta l'andamento del contributo di secondo ordine delle tensioni $\sigma_{xx}^{(2)}$ in funzione della distanza dall'apice r (espressa in millimetri), lungo la bisettrice dell'intaglio.

In maniera analoga a quanto indicato in figura (4.6.1a), al fine di rendere intuitivo ed immediato il confronto, lo sviluppo delle tensioni per una cricca è evidenziato in blu, mentre per un intaglio con apertura $\gamma = 30^\circ$ è messo in evidenza in rosso. Allo stesso modo si riporta la tendenza del contributo di secondo ordine delle tensioni $\sigma_{yy}^{(2)}$, come visibile nel grafico (4.6.3).

$\sigma_{xx}^{(2)}$ per un intaglio con $\gamma=30^\circ$ ed una cricca

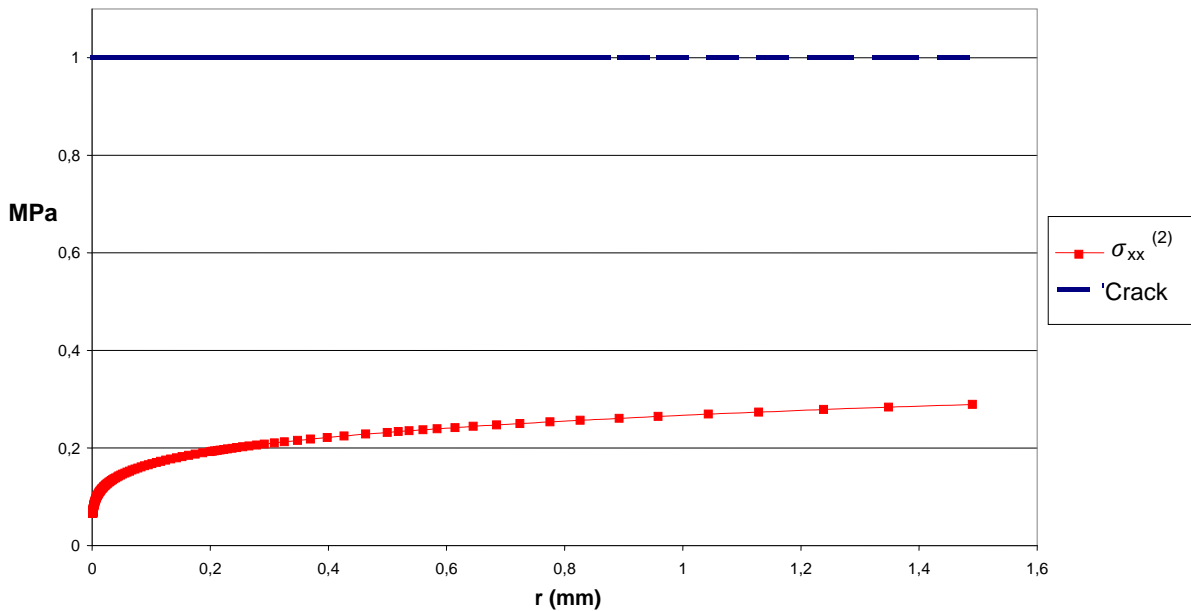


Grafico (4.6.2) : Contributo di secondo ordine delle tensioni $\sigma_{xx}^{(2)}$ in funzione della distanza dall'apice r (espressa in millimetri), lungo la bisettrice dell'intaglio.

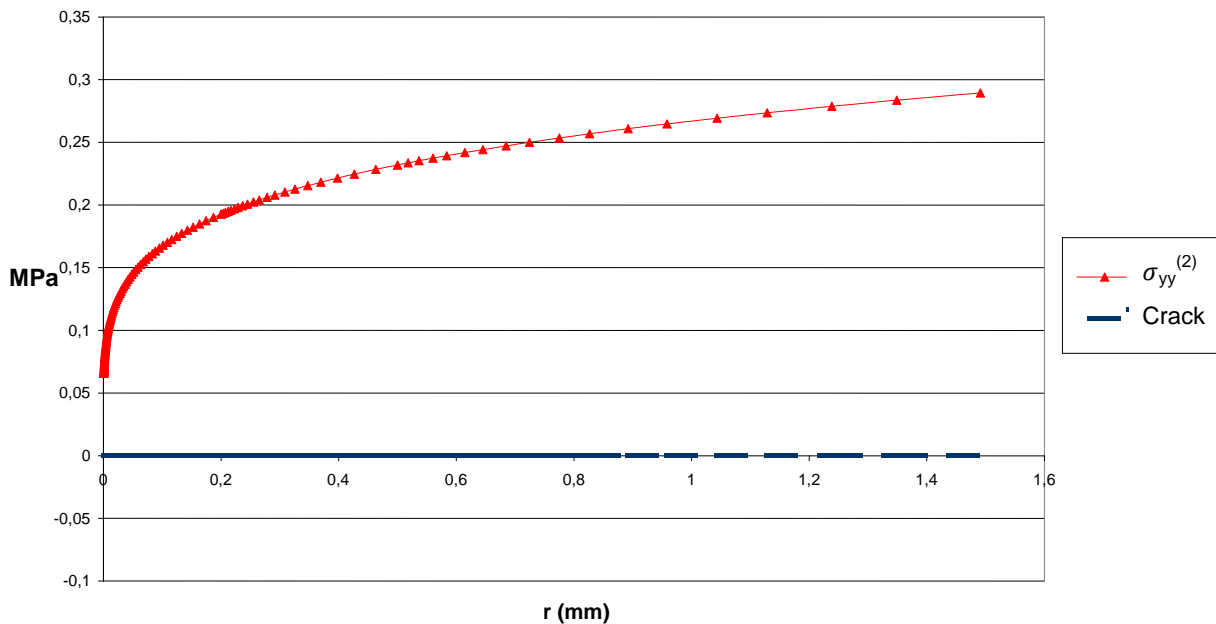
$\sigma_{yy}^{(2)}$ per un intaglio con $\gamma=30^\circ$ ed una cricca


Grafico (4.6.3) : Contributo di secondo ordine delle tensioni $\sigma_{yy}^{(2)}$ in funzione della distanza dall'apice r (espressa in millimetri), lungo la bisettrice dell'intaglio.

Si osserva come i termini di secondo ordine delle tensioni da noi calcolati siano molto simili tra loro ($\sigma_{xx}^{(2)} \cong \sigma_{yy}^{(2)}$), ma conseguentemente del tutto diversi dall'andamento riportato nell'articolo oggetto dello studio. Tale considerazione può essere valutata in modo molto semplice osservando, a titolo d'esempio, le linee rette riportate in blu per entrambi i casi, le quali corrispondono allo stato tensionale dei contributi di secondo ordine per una piastra indebolita da una cricca ($\gamma = 0^\circ$, $\sigma_{xx}^{(2)}=1$ MPa, andamento costante e $\sigma_{yy}^{(2)} = 0$, andamento costante). Nel caso proposto da Ayatollahi il contributo $\sigma_{xx}^{(2)}$ indicato con la linea rossa (intaglio a V non raccordato con $\gamma = 30^\circ$) interseca il tratto indicato con la linea blu, cosa che non avviene nei calcoli effettuati e riportati nel grafico (4.6.2). Per il contributo $\sigma_{yy}^{(2)}$ invece si denota una differenza nei valori assoluti riportati, la quale aumenta all'allontanarsi dall'apice dell'intaglio (grafico(4.6.3)). Si passa quindi ad effettuare il confronto diretto tra i grafici riportanti in ordinata le tensioni ricavate analiticamente e le tensioni ricavate a mezzo del FEM, entrambe divise per il carico applicato al modello, mentre in ascissa si impone la distanza dall'apice r. Partendo dalle tensioni adimensionalizzate σ_{xx}/P , affinché la trattazione analitica proposta nell'articolo sia coerente con quanto si propone nella trattazione qui riportata, le due curve (termine singolare sommato al termine secondario ed ai risultati FE) dovrebbero sovrapporsi. Tuttavia ciò non avviene, come si può osservare nel grafico (4.6.4) sottostante: questo denota quindi una imperfezione riconducibile alla espressione analitica proposta

che è stata implementata, oppure alle costanti adottate all'interno delle espressioni stesse riportate nel documento analizzato.

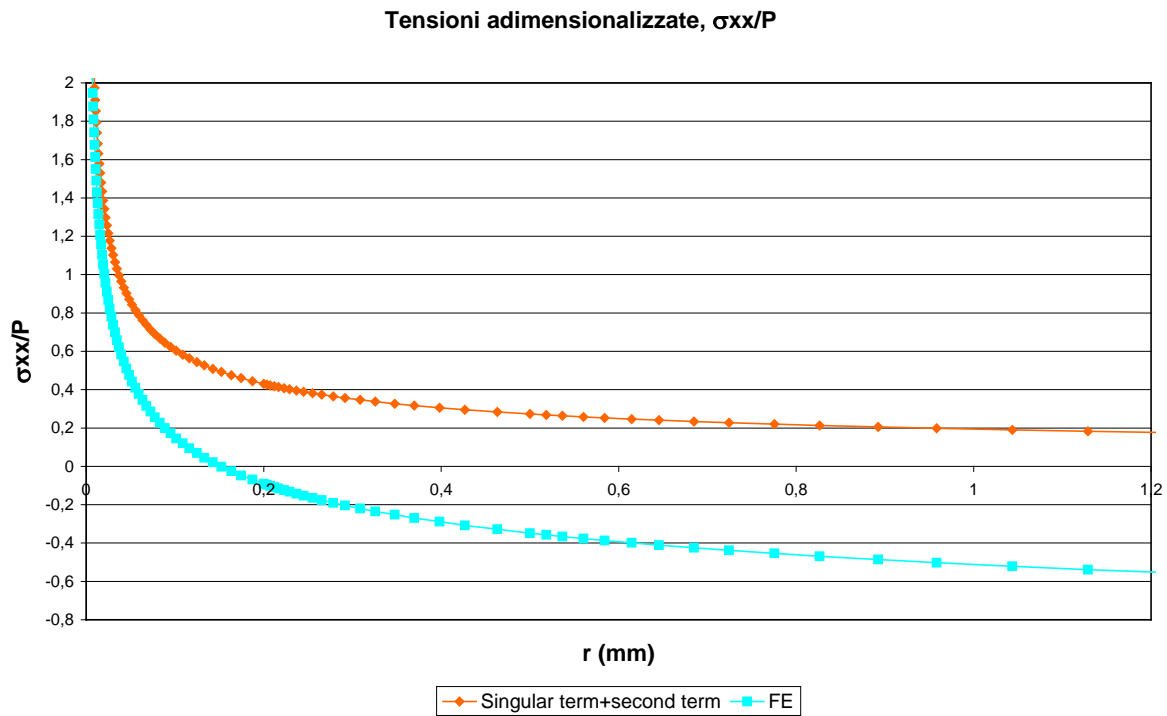


Grafico (4.6.4): Confronto tra le tensioni adimensionalizzate σ_{xx}/P derivate dall'espressione analitica (10) e dai risultati FEM.

Da una verifica ancor più accurata si vede come, rispetto ai grafici proposti da Ayatollahi, la curva che dalle analisi effettuate in questo lavoro rappresenta il termine singolare sommato al termine di secondo ordine (grafico (4.6.4)), la quale dovrebbe essere sovrapposta alla curva che ha avuto esito dall'analisi FE (come visibile nel grafico (4.6.5)), ricalca perfettamente l'andamento del solo termine singolare proposto nell'articolo. Questo evidenzia il fatto che l'errore che si genera dalla differenza tra analisi FE e la formulazione analitica proposta in (10) e (12) deriva proprio dall'inconsistenza del contributo del termine di secondo ordine (3) e (4) così calcolato.

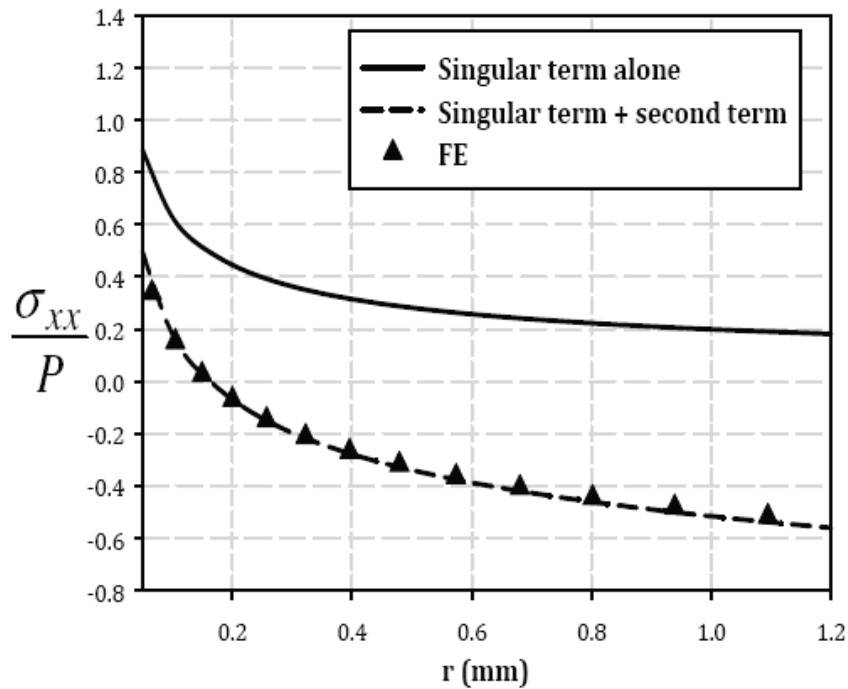


Grafico (4.6.5): Grafico proposto da Ayatollahi per il confronto tra le tensioni adimensionalizzate σ_{xx} / P derivate dall'espressione analitica (10) e dai risultati FEM.

Allo stesso modo si effettua il confronto tra i grafici riportanti in ordinata le tensioni σ_{yy} / P ricavate analiticamente e le tensioni ricavate a mezzo del FEM, entrambe divise per il carico applicato al modello, mentre in ascissa si impone la distanza dall'apice r (grafico (4.6.6)). Ancora una volta in questo studio le due curve (termine singolare sommato al termine secondario e risultati FEM) non si sovrappongono come riportato invece nel grafico inserito nell'articolo scientifico di figura (4.6.7). Anche in questo caso quindi si può ipotizzare la presenza di una imperfezione riconducibile all'espressione analitica proposta che è stata implementata, oppure alle costanti da utilizzare all'interno delle espressioni stesse riportate nel documento analizzato.

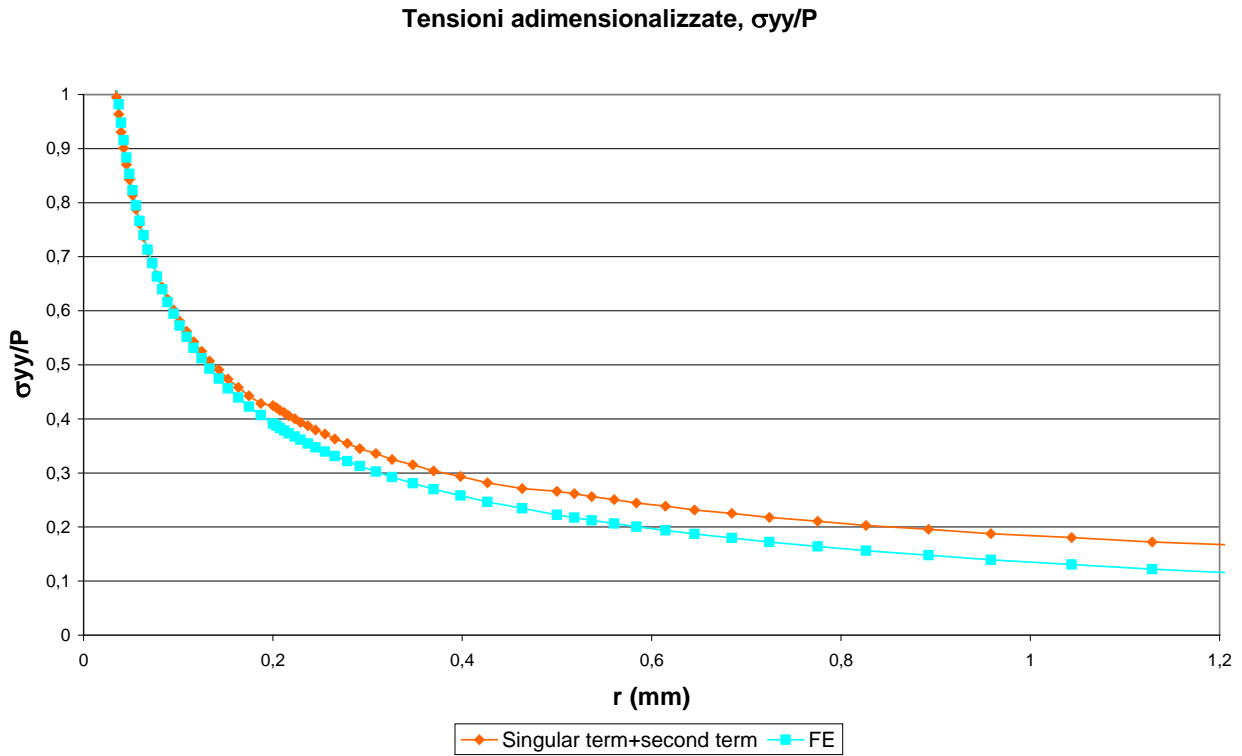


Grafico (4.6.6): Confronto tra le tensioni adimensionalizzate σ_{yy} / P generate dall'espressione analitica (12) e dai risultati FEM.

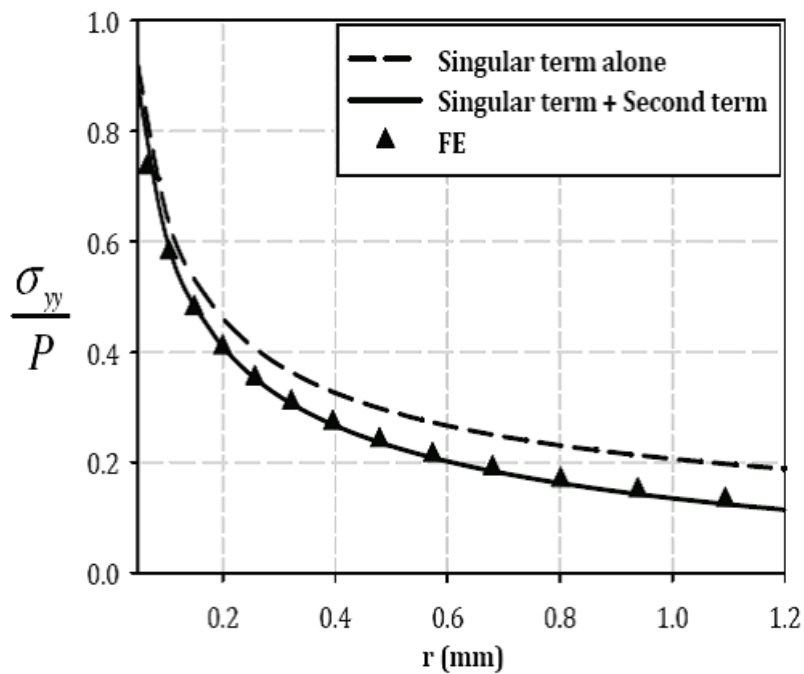


Grafico (4.6.7): Grafico proposto da Ayatollahi per il confronto tra le tensioni adimensionalizzate σ_{yy} / P derivate dall'espressione analitica (10) e dai risultati FEM.

Si riportano per completezza anche i grafici delle tensioni σ_x e σ_y con relativa pendenza della retta delle tensioni σ_y , diagrammate in funzione della distanza dall'apice dell'intaglio r (grafico(4.6.8)). Si osserva inoltre l'immagine della deformata del quarto di piastra studiato (figura(4.6.9)).

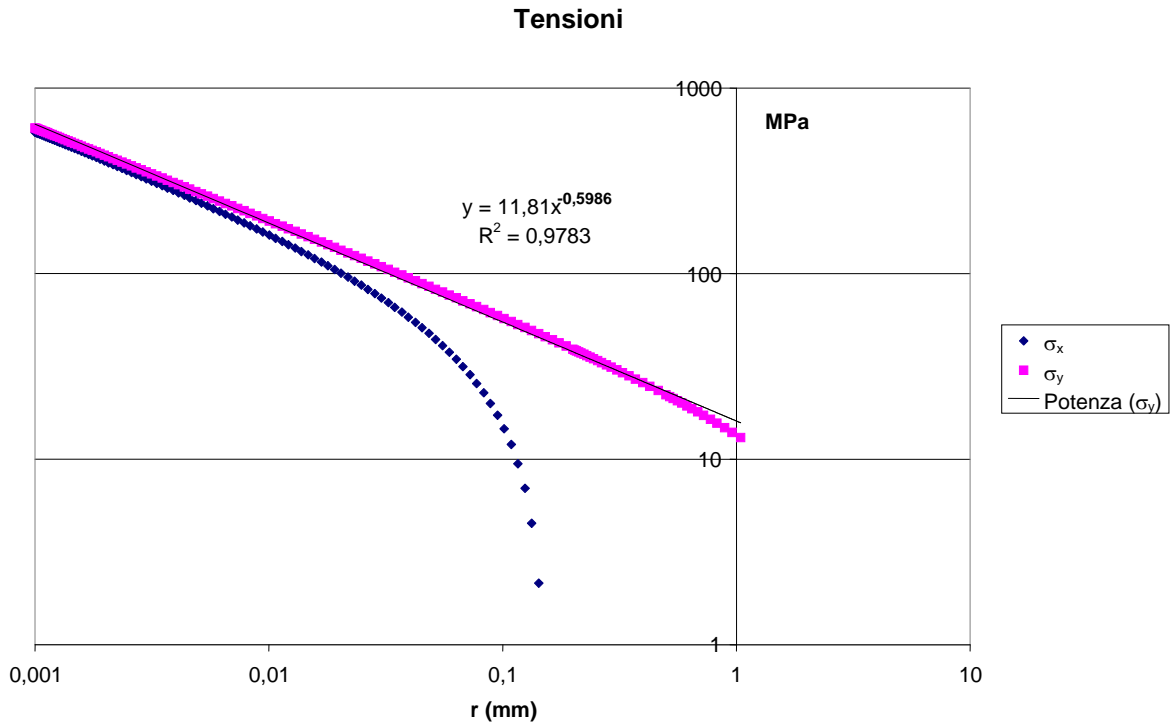


Grafico (4.6.8): Tensioni σ_x e σ_y con relativa pendenza della retta di tendenza delle tensioni σ_y , diagrammate in funzione della distanza dall'apice dell'intaglio r.

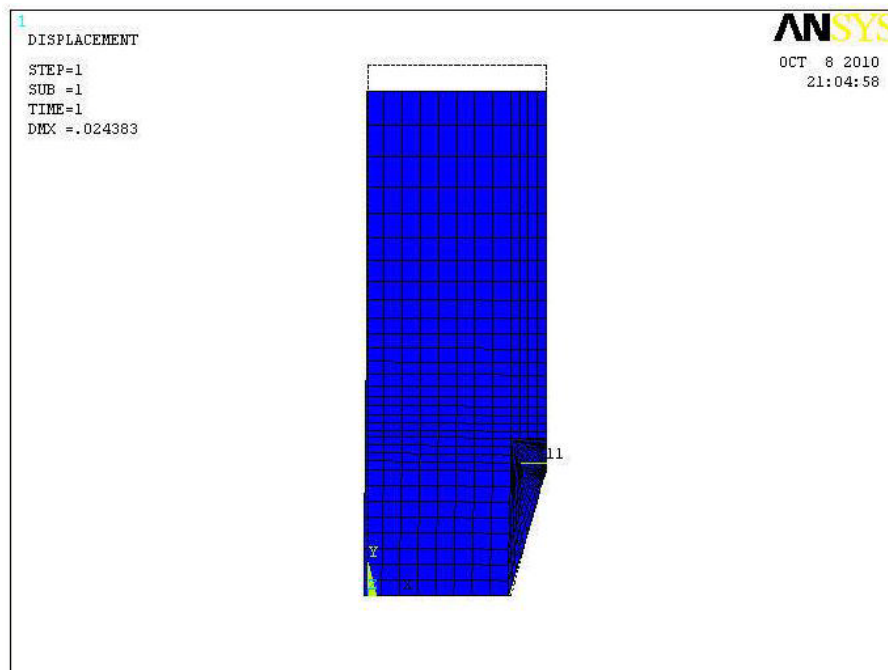


Figura (4.6.9): Deformata del modello studiato, $\gamma = 30^\circ$.

4.7 POSSIBILE GIUSTIFICAZIONE ALLE INCONGRUENZE RISCOSTRATE

Al fine di trovare una possibile soluzione al caso trattato, procedendo per una via analitica diversa, si è pensato di fare affidamento alle equazioni generali di Lazzarin-Tovo (1996) per i contributi di termine superiore al primo, apportando delle adeguate modifiche. Si parte dalle equazioni generalizzate per intagli a V raccordati: si può notare lo schema di riferimento dell'intaglio generico e delle coordinate polari adottate in figura (4.7.1). Le tre componenti tensionali relative al Modo I possono essere scritte nella seguente forma:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_\theta \\ \sigma_r \\ \sigma_{r\theta} \end{Bmatrix} = \lambda_1 r^{\lambda_1-1} \mathbf{a}_1 \left\{ \left[\begin{Bmatrix} (1-\lambda_1) \cos(1-\lambda_1)\theta \\ (3-\lambda_1) \cos(1-\lambda_1)\theta \\ (1-\lambda_1) \sin(1-\lambda_1)\theta \end{Bmatrix} + (1-\lambda_1) \chi_1 \begin{Bmatrix} \cos(1+\lambda_1)\theta \\ -\cos(1+\lambda_1)\theta \\ \sin(1+\lambda_1)\theta \end{Bmatrix} \right] + \left(\frac{r}{r_0} \right)^{\mu_1-\lambda_1} \left[(3-\lambda_1) - \chi_1(1-\lambda_1) \begin{Bmatrix} \cos(1-\mu_1)\theta \\ -\cos(1+\mu_1)\theta \\ \sin(1+\mu_1)\theta \end{Bmatrix} \right] \right\} \quad (13)$$

Nella quale i parametri χ_1 , μ_1 e r_0 dipendono dall'angolo di apertura dell'intaglio.

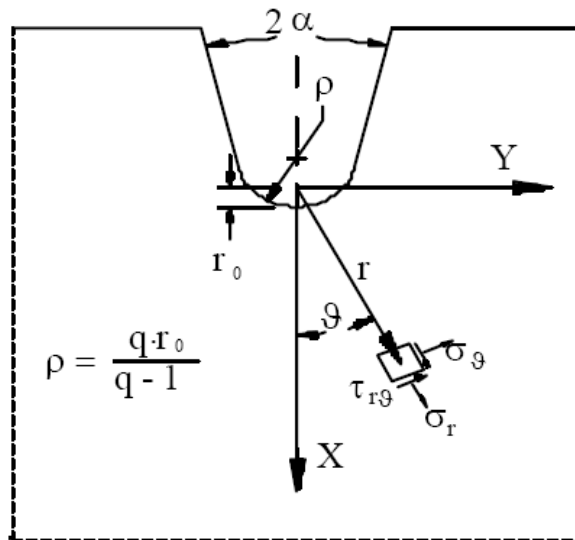


Figura (4.7.1): Schema di riferimento di un intaglio generico raccordato e delle coordinate polari utilizzate.

Quando si considera un intaglio a V con raggio di curvatura nullo, $\rho = 0$, la distanza r_0 si annulla ed i termini proporzionali ad r^u scompaiono. Si ottengono da ciò le equazioni di Williams che sono definite a meno di una costante moltiplicativa a_I . Per il Modo I si ha:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_\theta \\ \sigma_r \\ \sigma_{r\theta} \end{Bmatrix} = \lambda_1 r^{\lambda_1-1} a_1 \left\{ \left[\begin{Bmatrix} (1-\lambda_1) \cos(1-\lambda_1)\theta \\ (3-\lambda_1) \cos(1-\lambda_1)\theta \\ (1-\lambda_1) \sin(1-\lambda_1)\theta \end{Bmatrix} + (1-\lambda_1) \chi_1 \begin{Bmatrix} \cos(1+\lambda_1)\theta \\ -\cos(1+\lambda_1)\theta \\ \sin(1+\lambda_1)\theta \end{Bmatrix} \right] \right\} \quad (14)$$

Infine se ci si pone lungo la direzione della bisettrice dell'intaglio, per $\theta = 0$, l'espressione si semplifica come segue (il contributo delle tensioni $\sigma_{r\theta}$ certamente si annulla per effetto della presenza della funzione periodica seno, oltreché a causa della sollecitazione stessa di Modo I):

$$\begin{Bmatrix} \sigma_\theta \\ \sigma_r \end{Bmatrix} = \lambda_1 r^{\lambda_1-1} a_1 \left\{ \left[\begin{Bmatrix} (1-\lambda_1) \\ (3-\lambda_1) \end{Bmatrix} + (1-\lambda_1) \chi_1 \right] \right\} \quad (15)$$

Si può quindi definire l'espressione delle tensioni, sommando il termine di primo ordine al termine di secondo ordine e successivi dell'espansione, ottenendo perciò:

$$\begin{aligned} \begin{Bmatrix} \sigma_\theta \\ \sigma_r \end{Bmatrix} &= \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \frac{r^{\lambda_1-1} K_I}{(1+\lambda_1) + \chi_1 (1-\lambda_1)} \left[\begin{Bmatrix} (1+\lambda_1) \\ (3-\lambda_1) \end{Bmatrix} + \chi_1 (1-\lambda_1) \right] + \\ &+ \lambda_1 r^{\lambda_1-1} a_1 \left\{ \left[\begin{Bmatrix} (1-\lambda_1) \\ (3-\lambda_1) \end{Bmatrix} + (1-\lambda_1) \chi_1 \right] \right\} + \text{Ordini successivi} \quad (16) \end{aligned}$$

Il valore dei termini λ_1 e χ_1 del primo, secondo e terzo ordine vengono riportati in tabella (4.1) e sono stati ricavati mediante un programma matematico implementato al calcolatore, imponendo un angolo di apertura di $\gamma = 30^\circ$.

$\lambda_1^{(1)}$	$\lambda_1^{(2)}$	$\lambda_1^{(3)}$	$\chi_1^{(1)}$	$\chi_1^{(2)}$	$\chi_1^{(3)}$
0,5010	1,2028	1,4904	1,0710	10,3490	1,2718

Tabella (4.1): Valore dei termini λ_1 e χ_1 riferiti al primo, secondo e terzo ordine dell'espansione.

A questo punto dell'analisi, l'unica incognita dell'espressione (16) è il coefficiente a_1 per i termini di secondo e terzo ordine (ed eventualmente successivi). La distanza r dall'apice viene ricavata dal modello della piastra generato in ambiente FE ed allo stesso modo anche il fattore K_1 è noto in quanto già ricavato applicando l'espressione di Gross e Mendelson (2) adoperando le tensioni derivanti dalla simulazione in Ansys.

Si è andati quindi ad analizzare l'esito dell'andamento delle tensioni (in forma adimensionalizzata) ottenute dal FEM e l'andamento dei termini calcolati con espressione (16) estesa sino al terzo ordine, anch'essi adimensionalizzati. Procedendo per tentativi si sono modificati per tentativi i coefficienti $a_1^{(1)}$ e $a_1^{(2)}$ affinché le curve coincidessero, giustificando la correttezza della trattazione analitica riportata nelle espressioni (12), (13), (14), (15) nell'ordine citato.

I coefficienti adeguati all'espressione sono stati identificati in:

$$a_1^{(2)} = -16,1 \text{ MPa mm}^{-0.2028} \quad a_1^{(3)} = -1,85 \text{ MPa mm}^{-0.4904}$$

Si giustificano tali valori (limitandosi alla componente σ_r), osservando appunto la perfetta sovrapposizione tra le curve delle tensioni adimensionalizzate σ_r/P , ottenute dal FEM e le tensioni adimensionalizzate calcolate analiticamente con l'espressione (16): tale andamento si riporta nel grafico (4.7.2) per un tratto limitato ad 1,4 mm dell'apice dell'intaglio.

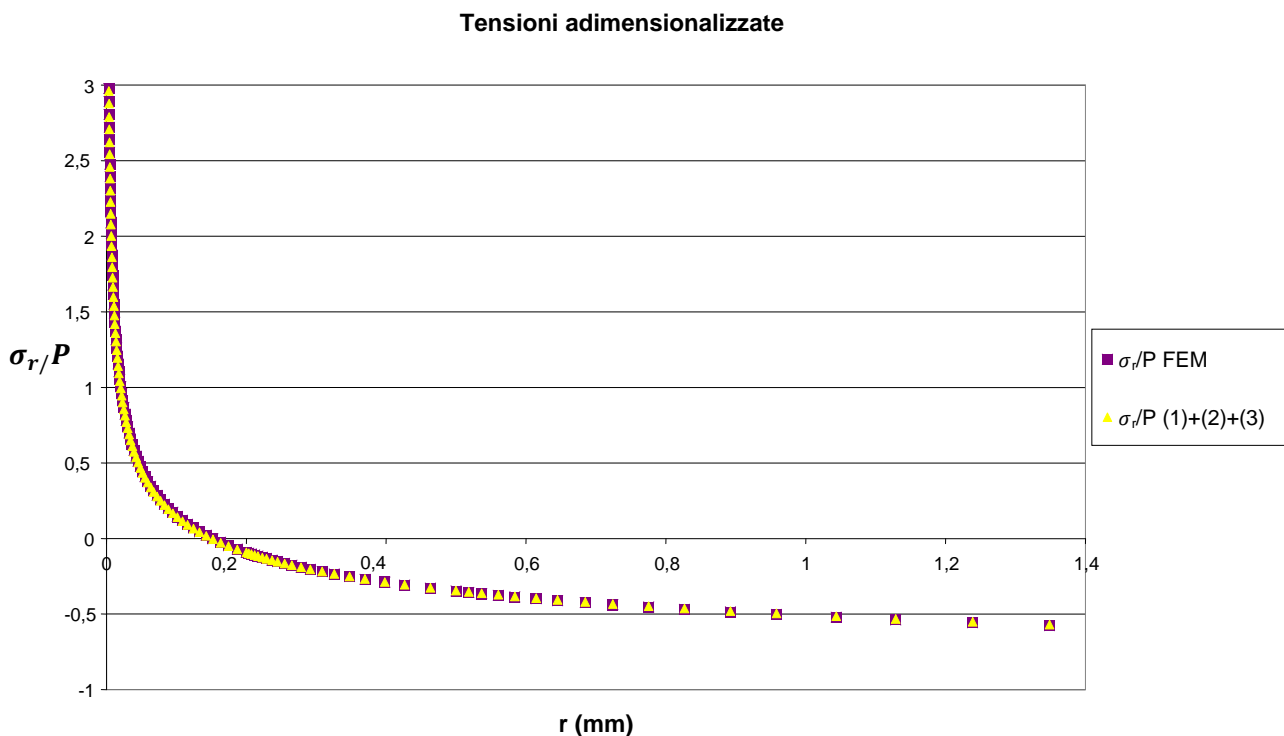


Grafico (4.7.2): Tensioni adimensionalizzate σ_r/P , ottenute dal FEM e tensioni adimensionalizzate calcolate analiticamente con l'espressione (16). La distanza massima considerata si limita a 1,4 mm dall'apice.

Per completezza si riporta anche il confronto effettuato fino ad una distanza di 10 mm dall'apice dell'intaglio, grafico(4.7.3), osservando quindi in maniera ancor più estesa la correttezza di quanto ipotizzato e dimostrato in precedenza.

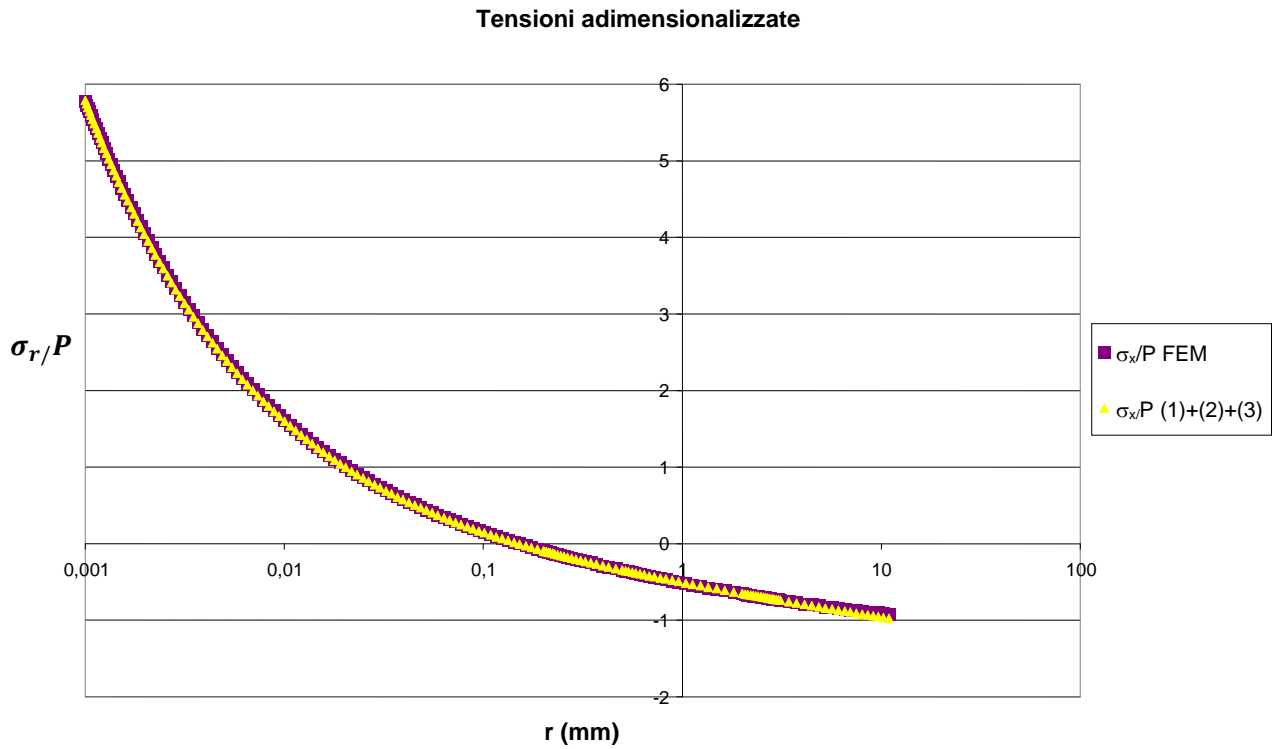


Grafico (4.7.3): Tensioni adimensionalizzate σ_r/P , ottenute dal FEM e tensioni adimensionalizzate calcolate analiticamente con l'espressione (16). La distanza massima considerata si estende sino a 10 mm dall'apice.

4.8 ULTERIORI GEOMETRIE STUDIATE

Al fine di rendere più completa ed approfondita la trattazione sui componenti con un intaglio interno, sottoposti a compressione, si assume il modello proposto nell'articolo studiato, apportando alcune modifiche. Si sono ampliate le aperture degli angoli posti sulla linea orizzontale che divide idealmente in due parti uguali la piastra intagliata (di conseguenza sono cambiati anche gli altri due angoli interni del quadrangolo) mantenendo la forma romboidale e le dimensioni già citate. L'apertura scelta per le analisi si impone di angolo $\gamma = 60^\circ$ e di $\lambda = 90^\circ$. Lo schema è visibile in figura (4.8.1).

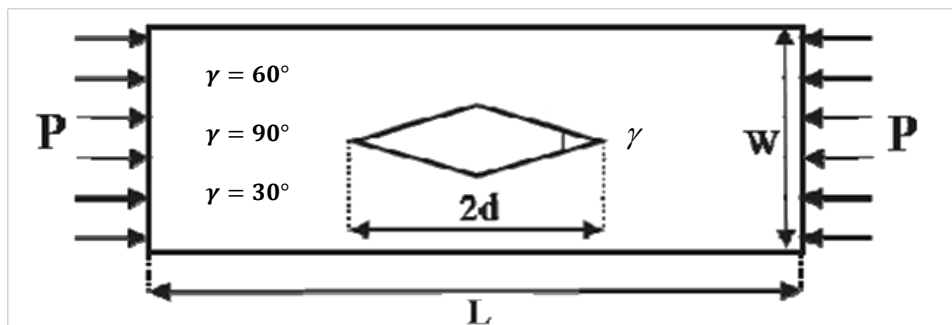


Figura (4.8.1): Geometria del componente studiato con le modifiche apportate e carichi applicati.

Si modella quindi una piastra con intaglio interno romboidale simmetrico a V non raccordato, con un angolo di apertura dell'intaglio $\gamma = 60^\circ$ e $\gamma = 90^\circ$ ($W = 32$ mm, $L = 96$ mm, $d = 12$ mm, figura (4.8.1)). Per quanto riguarda il carico applicato si decide di imporre analogamente a quanto fatto in precedenza una tensione di compressione P pari a 100 MPa. Anche stavolta la simmetria della piastra, sia dal punto di vista geometrico nonché dei carichi applicati, ha permesso una semplificazione del modello studiato, in quanto è possibile modellare agli elementi finiti (mediante l'uso del codice Ansys) solamente un quarto della stessa. Dopo aver definito l'elemento utilizzato per generare il modello (Solid 8node82) ed aver imposto le proprietà del materiale ed il tipo di sollecitazione imposta (modulo elastico $E = 206'000$ MPa, coefficiente di Poisson $\nu = 0.3$ con configurazione di materiale isotropo, lineare elastico, sollecitazione di deformazione piana) si sono posizionati i keypoints sul piano di lavoro di Ansys. Successivamente si sono tracciate le linee di costruzione al fine di ottenere la geometria voluta ed è stata quindi generata una mesh adeguata alla geometria ed alla precisione necessaria al ricavare dei risultati attendibili dalla simulazione numerica.

4.9 INTAGLIO A V NON RACCORDATO CON ANGOLO DI APERTURA $\gamma = 60^\circ$

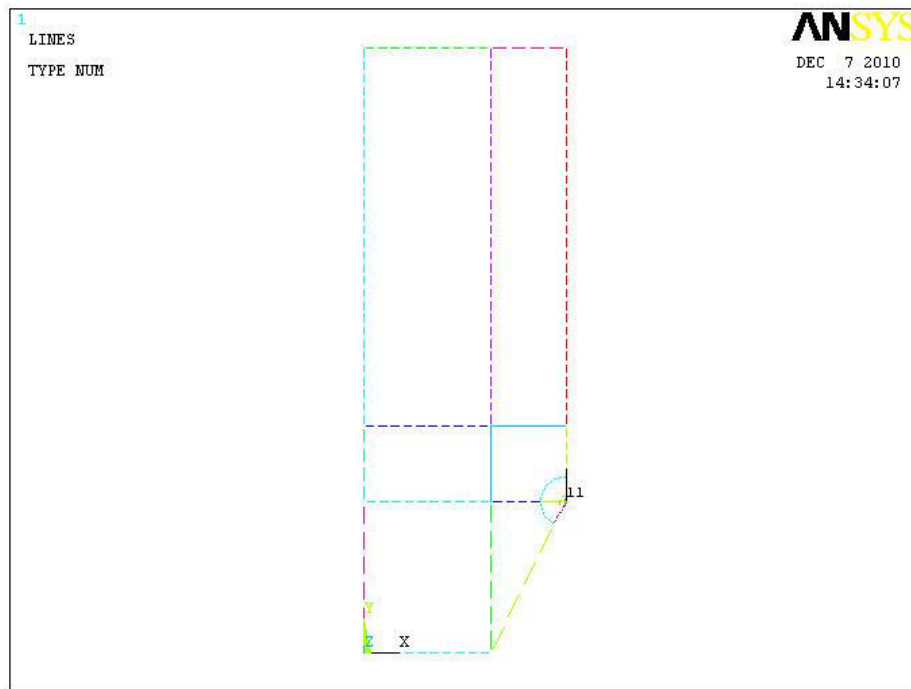


Figura (4.9.1): Modello studiato, semplificato rispetto al componente di partenza per effetto dell'applicazione della simmetria, $\gamma = 60^\circ$.

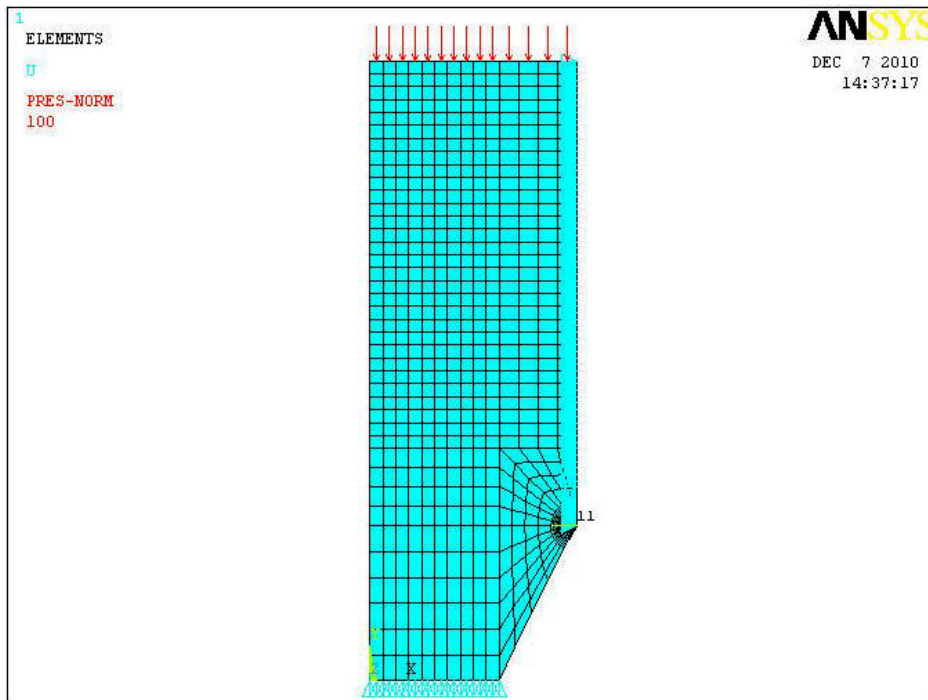


Figura (4.9.2): Quarto di piastra dotato di mesh con vincoli di simmetria e carichi di compressione applicati, $\gamma = 60^\circ$.

Dopo aver ottenuto la soluzione del caso in ambiente Ansys, si è seguito passo-passo lo stesso procedimento spiegato al paragrafo [4.1] e con i dati ottenuti dall'analisi FEM si sono tracciati i grafici riportanti in ascissa la distanza dall'apice (considerata in direzione della bisettrice dell'intaglio) ed in ordinata le tensioni adimensionalizzate σ_{xx}/P , σ_{yy}/P (grafico (4.9.3))

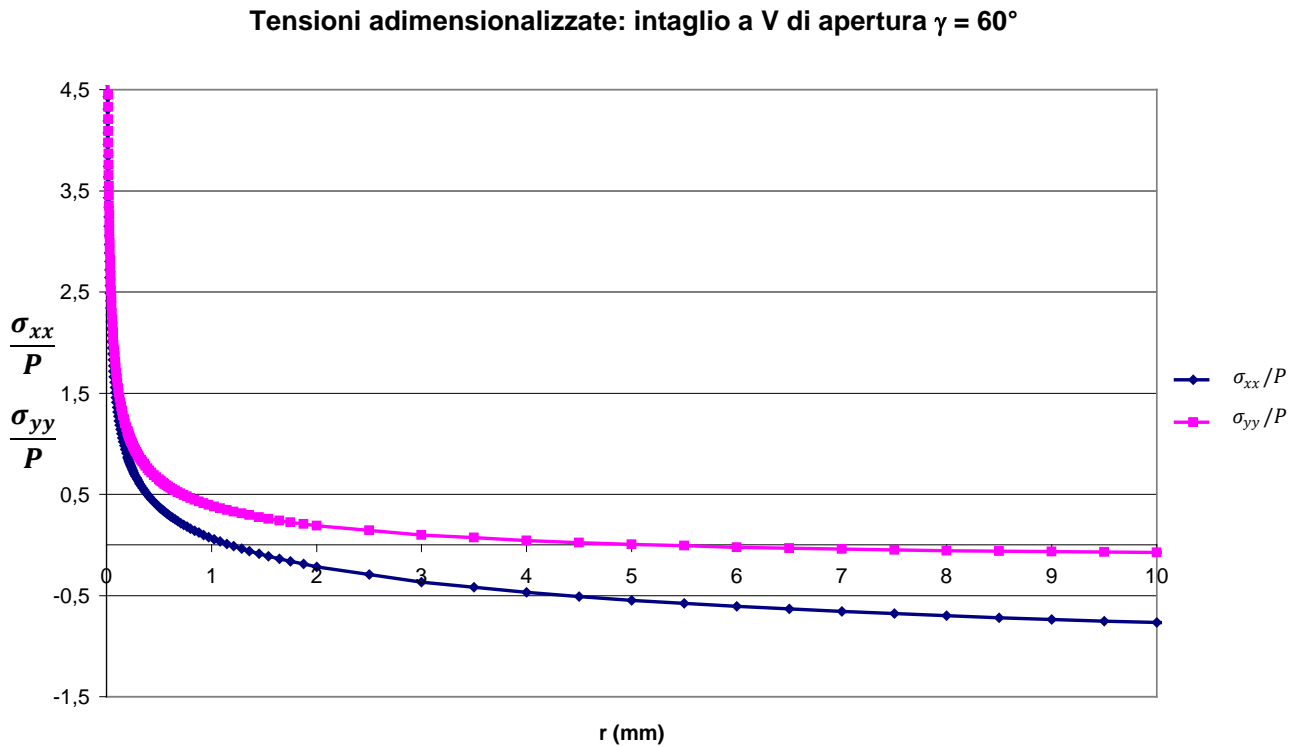


Figura (4.9.3): Tensioni adimensionalizzate, grafico ottenuto dall'analisi agli elementi finiti.

Successivamente si è studiato l'andamento del termine di secondo ordine, presente nell'espressione delle tensioni σ_{xx} , il T-stress (che si esprime come la differenza tra le tensioni σ_{xx} e σ_{yy}): per questa espressione si è notato l'andamento riportato nel grafico (4.9.4), diagrammato in relazione alla distanza r (mm) dall'apice, sempre lungo la bisettrice dell'intaglio.

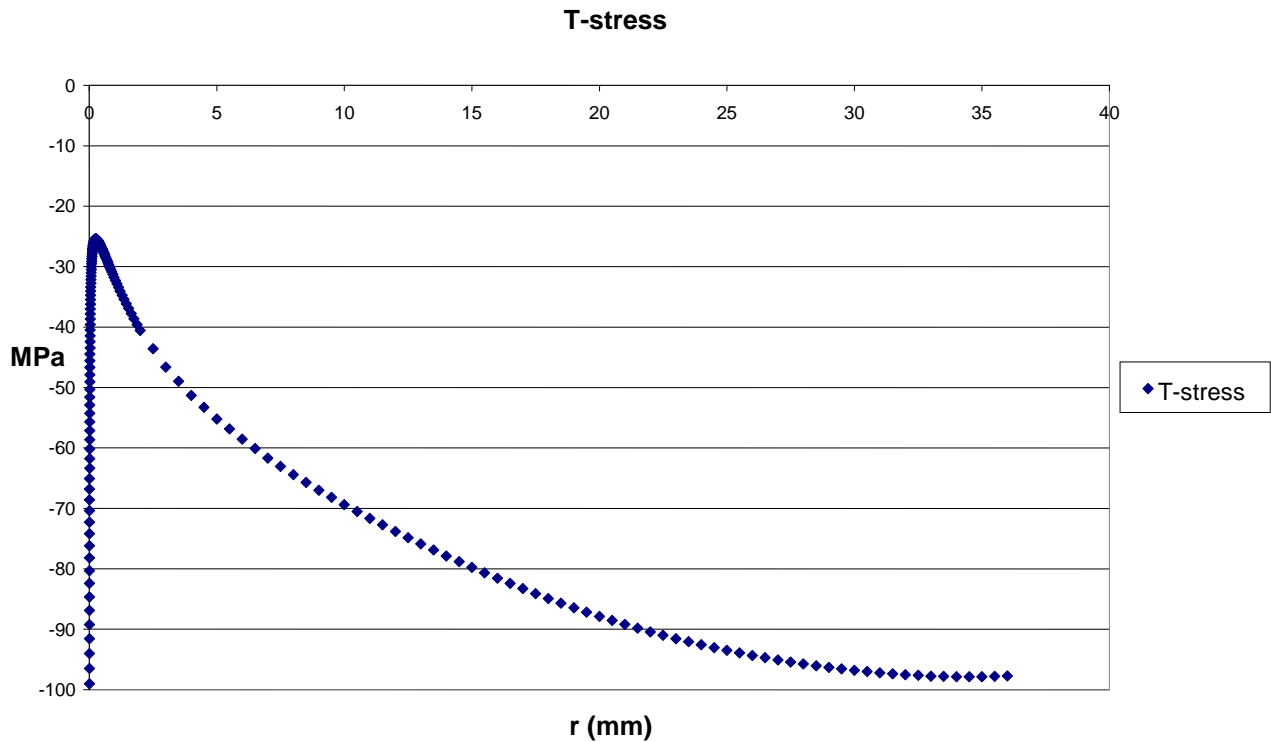


Grafico (4.9.4): Andamento del T-stress in funzione della distanza dall'apice dell'intaglio r.

Si è quindi calcolato lungo la bisettrice dell'intaglio ($\theta=0$) il Notch stress intensity factor, K_I (NSIF) lineare elastico di modo I anche per questo modello di piastra, per far ciò si sono utilizzate le definizioni di Gross e Mendelson (espressione (2)).

Si è ottenuto un valore medio $K_I = 139 \text{ MPa mm}^{0.488}$, assumendo $\lambda_1 = 0.512$ (vedi tabella(1.2)). Al fine di giustificare tale valore si riporta in figura () il grafico dell'andamento del Notch Stress Intensity Factor K_I , per l'intaglio di apertura $\gamma = 60^\circ$ in funzione della distanza dall'apice r espressa in millimetri. Il tutto è stato diagrammato in scala logaritmica nell'asse delle ordinate, al fine di facilitare l'interpretazione dei risultati.

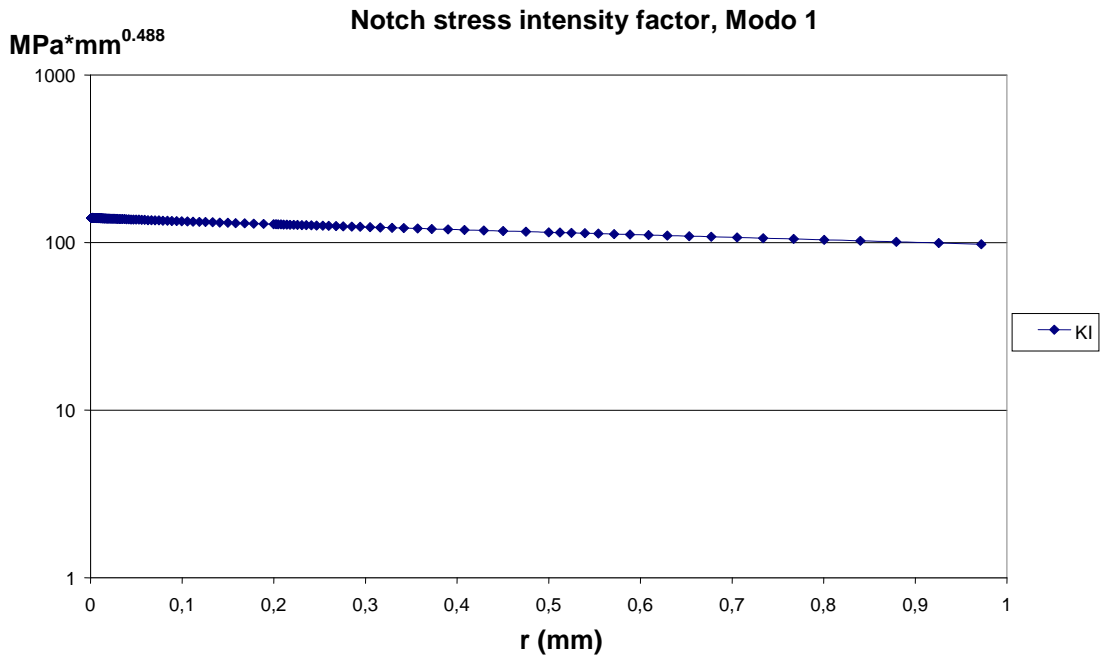


Figura (4.9.5): Rappresentazione dell'andamento costante del K_I , $\gamma = 60^\circ$, in prossimità dell'apice dell'intaglio.

Si riportano per completezza anche il grafico delle tensioni σ_x e σ_y , diagrammate in funzione della distanza dall'apice dell'intaglio r (grafico(4.9.6)) e l'immagine della deformata del quarto di piastra studiato (figura(4.9.7)).

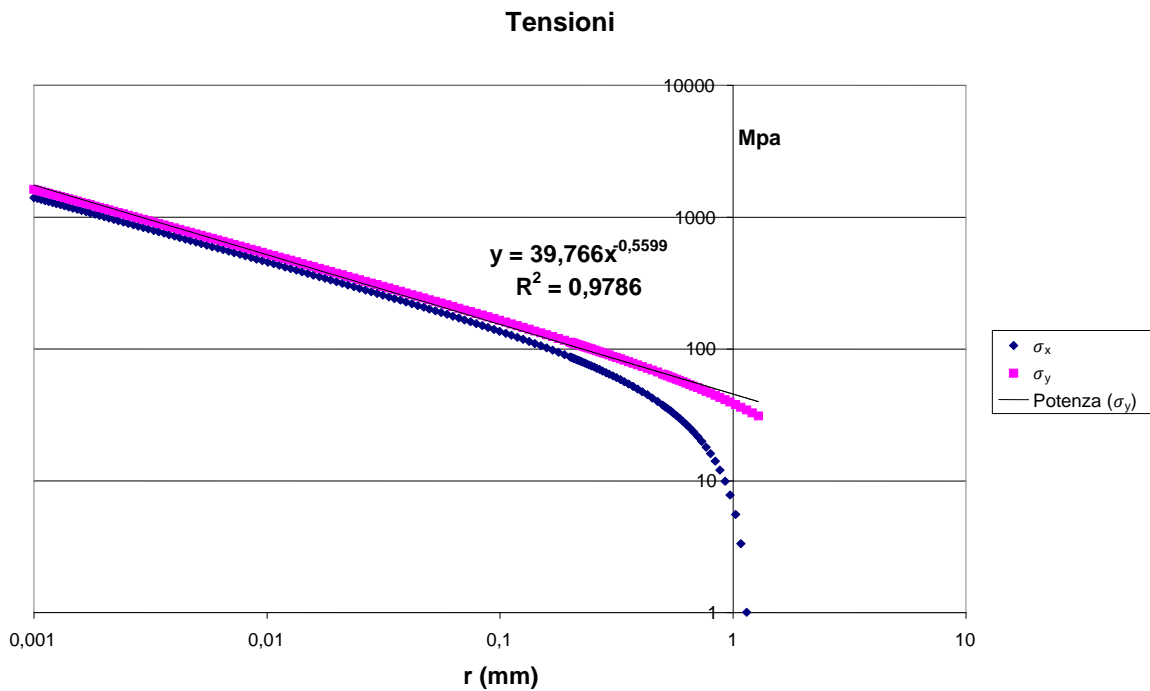


Grafico (4.9.6): Tensioni σ_x e σ_y con relativa pendenza della retta di tendenza delle tensioni σ_y , $\gamma = 60^\circ$.

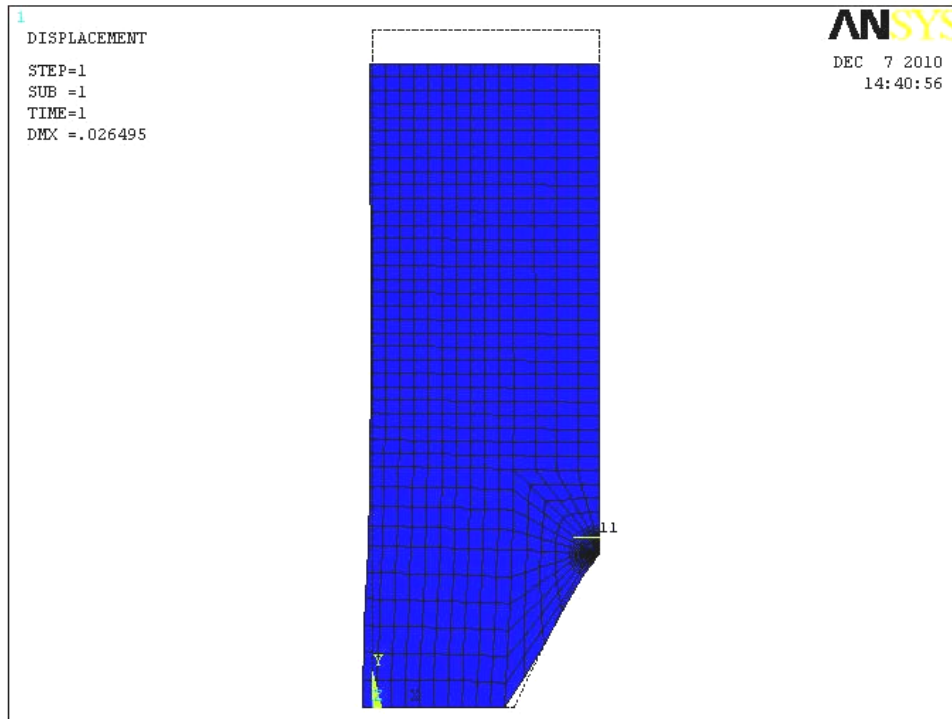


Figura (4.9.7): Deformata del modello studiato, $\gamma = 60^\circ$.

4.10 INTAGLIO A V NON RACCORDATO ED ANGOLO DI APERTURA $\gamma = 90^\circ$

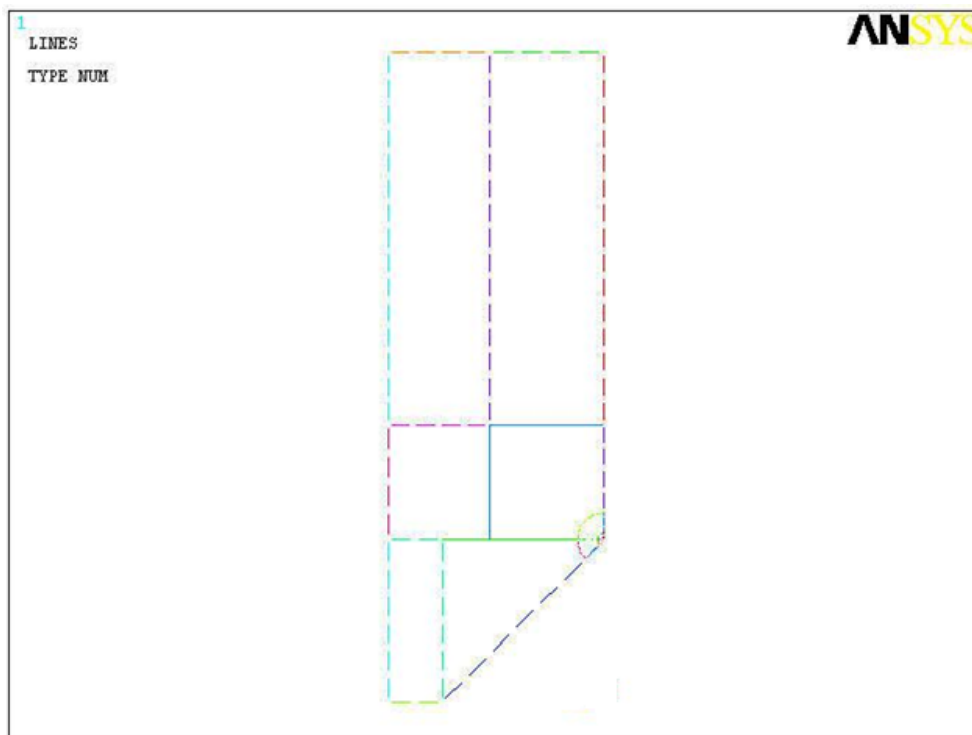


Figura (4.10.1): Modello studiato, semplificato rispetto al componente di partenza per effetto dell'applicazione della simmetria, $\gamma = 90^\circ$.

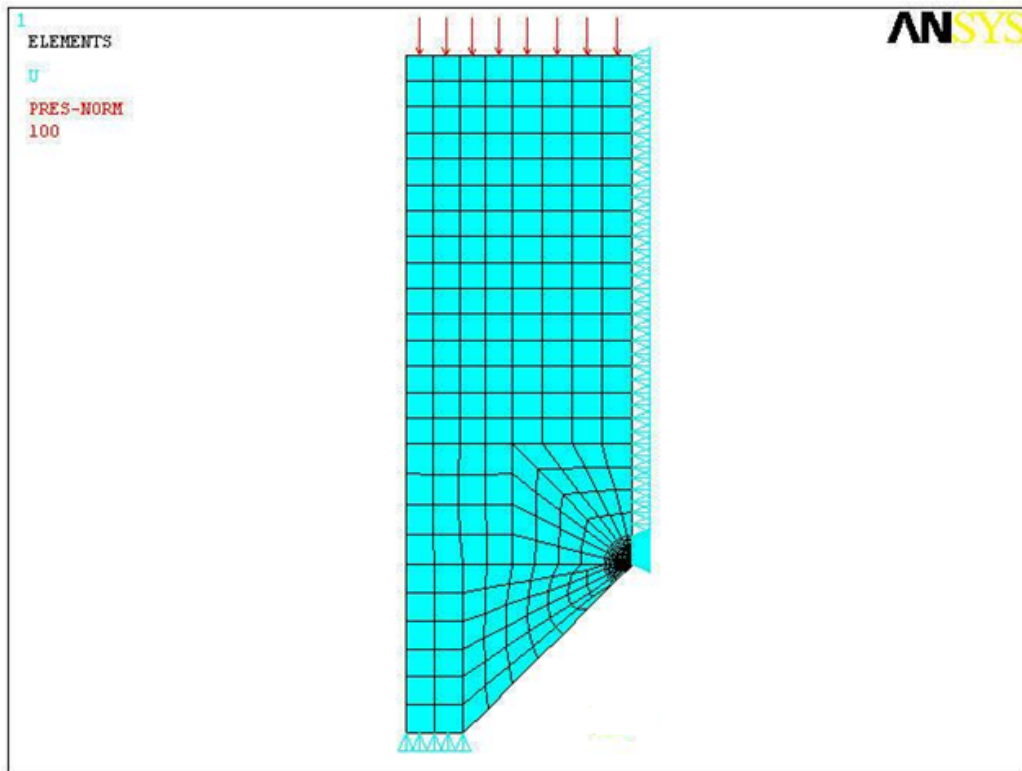


Figura (4.10.2): Quarto di piastra dotato di mesh con vincoli di simmetria e carichi di compressione applicati, $\gamma = 90^\circ$.

Tensioni adimensionalizzate: intaglio a V con apertura $\gamma = 90^\circ$

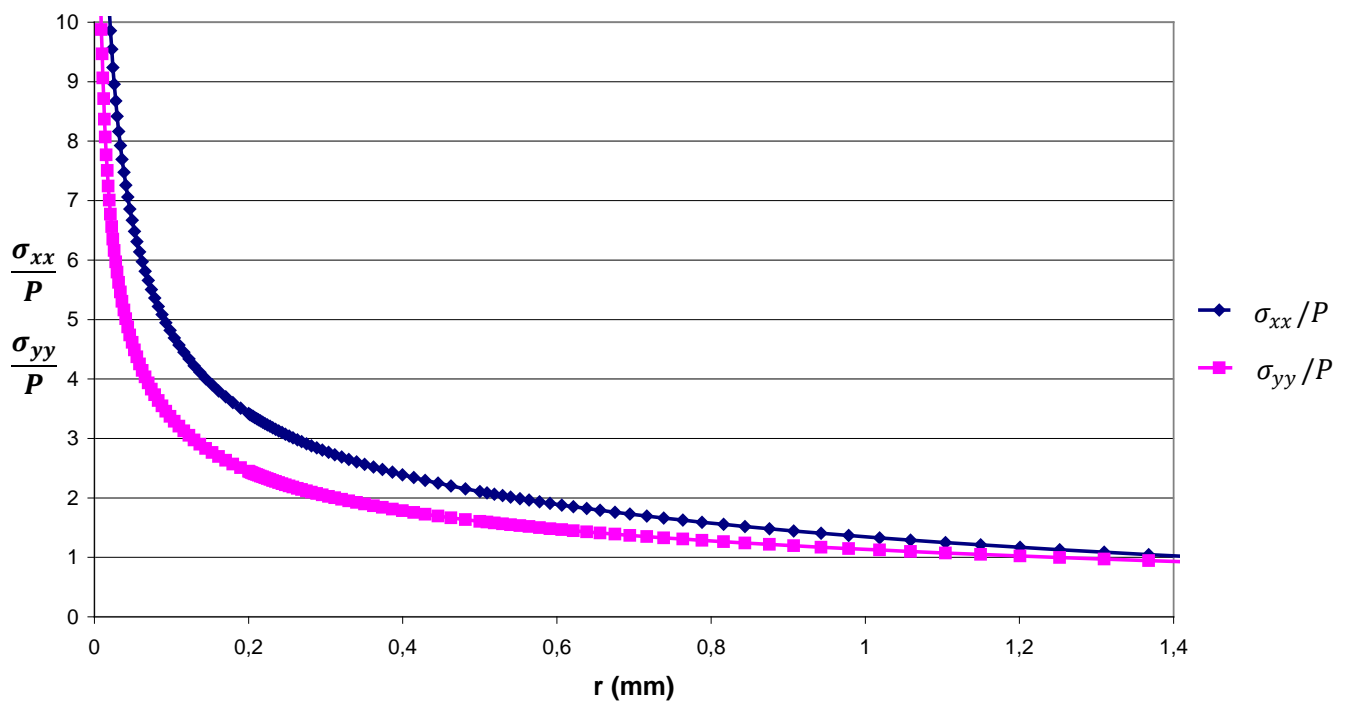


Figura (4.10.3): Tensioni adimensionalizzate, grafico ottenuto dall'analisi agli elementi finiti.

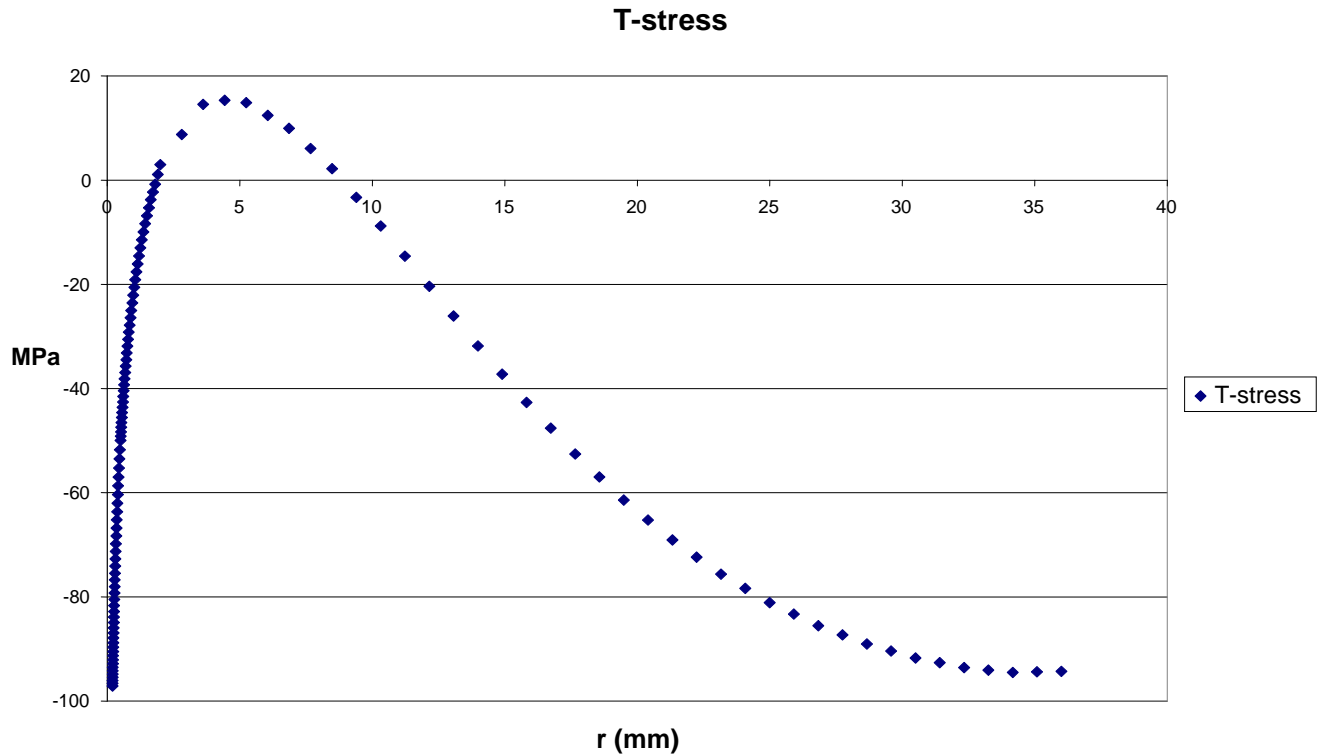


Grafico (4.10.4): Andamento del T-stress in funzione della distanza dall'apice dell'intaglio r.

Lungo la linea della bisettrice dell'intaglio ($\theta=0$) si è calcolato il Notch stress intensity factor, K_I lineare elastico di Modo I usando le definizioni di Gross e Mendelson (espressione (2)).

Si è ottenuto un valore medio $K_I = 421.5 \text{ MPa mm}^{0.456}$, assumendo $\lambda_1 = 0.544$ (vedi tabella (1.2)). Come giustificazione della scelta di tale valore si riporta anche in figura () il grafico dell'andamento del K_I , per l'intaglio di apertura $\gamma = 90^\circ$ in funzione della distanza dall'apice r, espressa in millimetri. L'asse delle ordinate è stato diagrammato in scala logaritmica, al fine di facilitare l'interpretazione dei risultati (figura (4.10.5)).

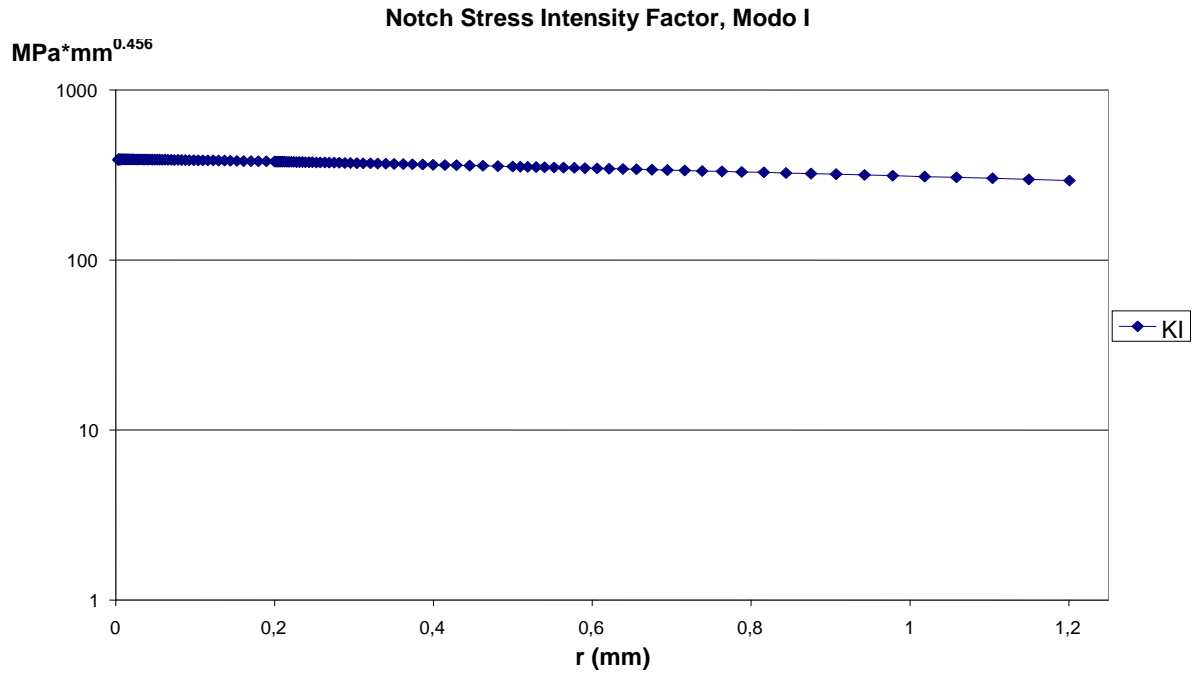


Figura (4.10.5): Rappresentazione dell'andamento del K_I , $\gamma = 90^\circ$, in prossimità dell'apice dell'intaglio.

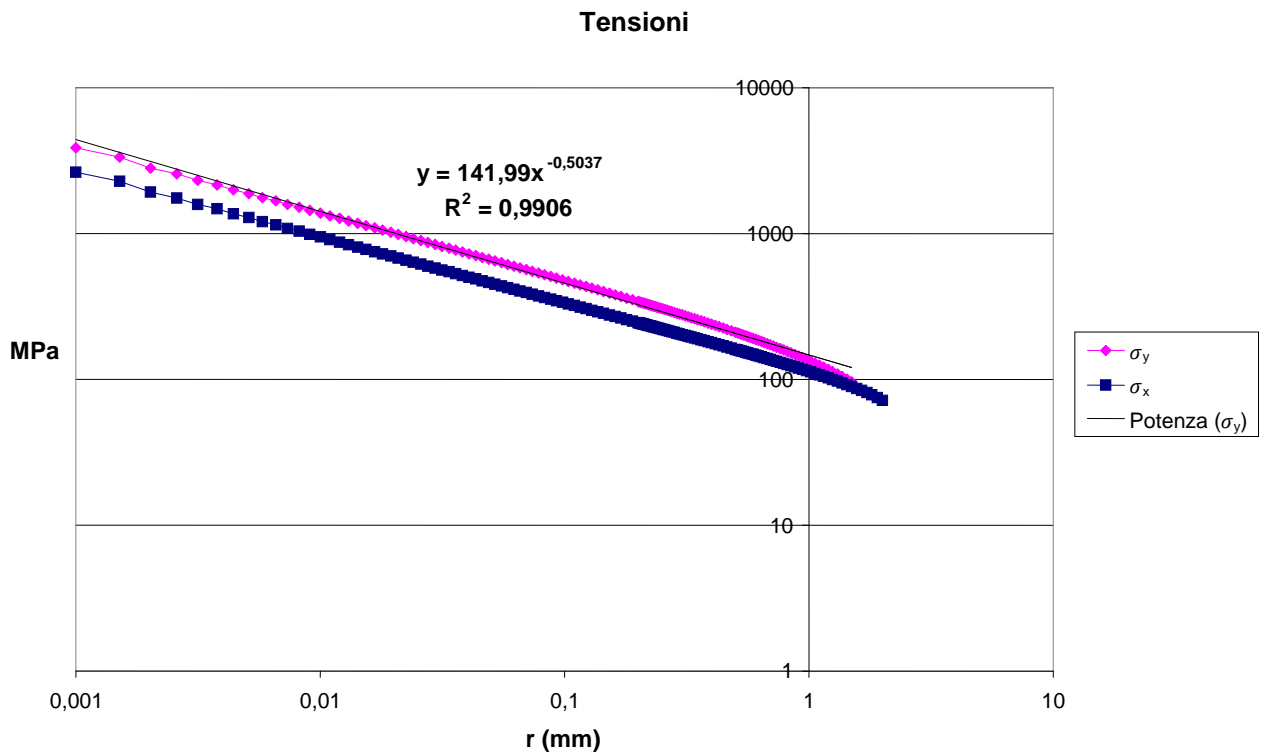


Grafico (4.10.6): Tensioni σ_x e σ_y con relativa pendenza della retta di tendenza delle tensioni σ_y , $\gamma = 90^\circ$.

Capitolo 5

CRITERIO DI VOLUME:

DENSITÀ DI ENERGIA DI DEFORMAZIONE TOTALE

L'approccio energetico è un ottimo strumento di analisi che consente, tra le varie possibilità, di prevedere la rottura statica di componenti indeboliti da intagli, nel caso specifico trattato intagli a V non raccordati. L'energia che si genera in prossimità dell'apice dell'intaglio, per effetto di una sollecitazione, viene definita come energia mediata all'interno un volume piccolo, ma finito, di materiale che circonda l'apice e può essere sintetizzata come la grandezza che causa l'eventuale cedimento del componente.

5.1 INTRODUZIONE AL CRITERIO DI VOLUME

Il sistema di riferimento considerato può essere schematizzato in figura (5.1.1) nella quale si evidenzia il sistema di coordinate polari in relazione ad un angolo di apertura dell'intaglio 2α .

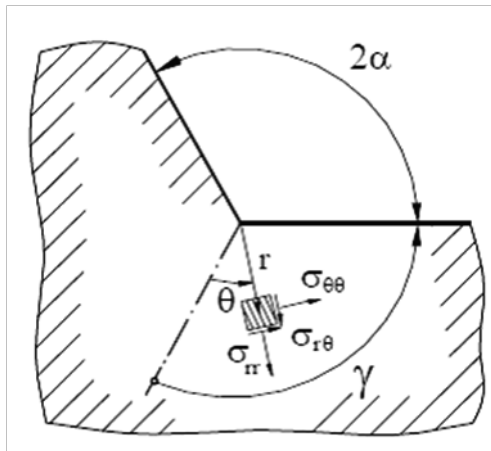


Figura (5.1.1): Sistema di coordinate polari (nel piano r - θ) centrato sull'apice dell'intaglio.

Nello studio effettuato il materiale viene caratterizzato da un comportamento isotropico e lineare-elastico ($\nu = 0.3$). Lo stato di tensione considerato è di deformazione piana (verrà trattato il solo caso statico), ciò comporta quindi per le tensioni che:

$$\sigma_z^{(1)} = \nu (\sigma_r^{(1)} + \sigma_\theta^{(1)})$$

$$\sigma_z^{(2)} = \nu (\sigma_r^{(2)} + \sigma_\theta^{(2)})$$

mentre, per completezza, si riporta anche il caso di sollecitazione di tensione piana per il quale si ha:

$$\sigma_z^{(1)} = \sigma_z^{(2)} = 0$$

E' noto dai numerosi studi presenti in letteratura che il grado di singolarità $(1-\lambda_1)$ (diagramma (5.1.2)) dei campi di tensione in prossimità di intagli a V non raccordati, varia in funzione dell'angolo di apertura, riducendosi progressivamente rispetto al caso di una cricca dove vale 0.5 per sollecitazioni di modo I (*opening mode*) e II (*sliding mode*) come schematizzato in figura ().

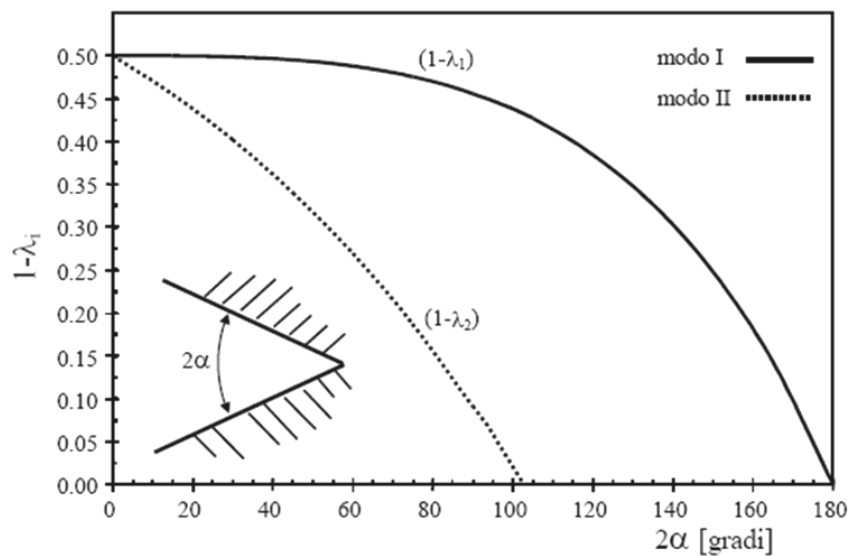


Diagramma (5.1.2): Grado di singolarità $(1-\lambda_1)$ dei campi di tensione in prossimità di intagli a V non raccordati in funzione dell'angolo di apertura.

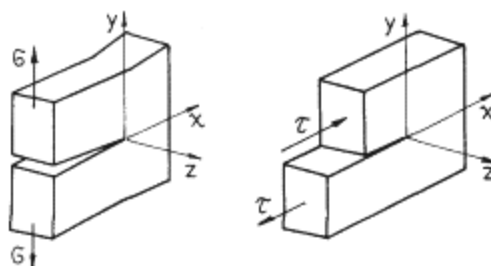


Figura (5.1.3): In ordine da sinistra, sollecitazione di modo I e modo II.

L'intensità della distribuzione di tensioni asintotiche presenti frontalmente all'apice dell'intaglio a V non raccordato è usualmente espressa in funzione degli NSIF's (Notch Stress Intensity Factors). In un sistema di coordinate polari $r-\theta$, avente l'origine centrato sull'apice, le distribuzioni lineari elastiche delle tensioni per il modo I e II hanno la seguente forma:

Modo I:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_{\theta\theta} \\ \sigma_{rr} \\ \sigma_{r\theta} \end{Bmatrix} = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \frac{r^{\lambda_1-1} K_1^N}{(1+\lambda_1) + \chi_1 (1-\lambda_1)} \left[\begin{Bmatrix} (1+\lambda_1)\cos(1-\lambda_1)\theta \\ (3-\lambda_1)\cos(1-\lambda_1)\theta \\ (1-\lambda_1)\sin(1-\lambda_1)\theta \end{Bmatrix} + \chi_1(1-\lambda_1) \begin{Bmatrix} \cos(1+\lambda_1)\theta \\ -\cos(1+\lambda_1)\theta \\ \sin(1+\lambda_1)\theta \end{Bmatrix} \right] \quad (1)$$

Modo II:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_{\theta\theta} \\ \sigma_{rr} \\ \sigma_{r\theta} \end{Bmatrix} = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \frac{r^{\lambda_2-1} K_2^N}{(1-\lambda_2) + \chi_2 (1+\lambda_2)} \left[\begin{Bmatrix} -(1+\lambda_2)\sin(1-\lambda_2)\theta \\ -(3-\lambda_2)\sin(1-\lambda_2)\theta \\ (1-\lambda_2)\cos(1-\lambda_2)\theta \end{Bmatrix} + \chi_2(1+\lambda_2) \begin{Bmatrix} -\sin(1+\lambda_2)\theta \\ \sin(1+\lambda_2)\theta \\ \cos(1+\lambda_2)\theta \end{Bmatrix} \right] \quad (2)$$

Dove K_1 e K_2 rappresentano gli NSIF's lineari elastici.

Tali fattori esprimono l'intensità dei campi asintotici locali e vengono qui espressi sulla base delle definizioni di Gross e Mendelson (1972):

$$K_1 = \sqrt{2\pi} \lim_{r \rightarrow 0^+} (\sigma_{\theta\theta} (r, \theta = 0)) r^{1-\lambda_1} \quad (3)$$

$$K_2 = \sqrt{2\pi} \lim_{r \rightarrow 0^+} (\sigma_{r\theta} (r, \theta = 0)) r^{1-\lambda_2} \quad (4)$$

nelle quali λ_1 e λ_2 sono gli autovalori di Williams mentre χ_1 e χ_2 sono due parametri ausiliari che dipendono dall'angolo di apertura e sono tabulati in tabella (5.1).

2α	Q	Modo I		Modo II	
		λ_1	χ_1	λ_2	χ_2
0	2.000	0.500	1.000	0.500	1.000
30°	1.833	0.501	1.071	0.598	0.921
45°	1.750	0.505	1.166	0.660	0.814
60°	1.667	0.512	1.312	0.731	0.658
90°	1.500	0.544	1.841	0.909	0.219
135°	1.250	0.674	4.153	1.302	-0.569

Tabella (5.1). Valori dei parametri nelle equazioni (1) e (2).

Il parametro q è legato all'angolo di apertura 2α mediante la relazione $2\alpha = \pi(2 - q)$, mentre gli autovalori di modo I e modo II sono le soluzioni delle due seguenti equazioni:

$$\sin(\lambda_1 q \pi) + \lambda_1 \sin(q \pi) = 0 ; \quad \sin(\lambda_2 q \pi) - \lambda_2 \sin(q \pi) = 0 \quad (5)$$

Infine per i parametri ausiliari valgono le espressioni

$$\chi_1 = - \frac{\sin[(1-\lambda_1)q\pi/2]}{\sin[(1+\lambda_1)q\pi/2]} ; \quad \chi_2 = - \frac{\sin[(1-\lambda_2)q\pi/2]}{\sin[(1+\lambda_2)q\pi/2]} \quad (6)$$

Il problema che si affronta risulta essere, come evidente nel grafico di figura (5.1.2), che le singolarità cambiano al variare dell'angolo di apertura precludendo quindi la possibilità di effettuare un confronto diretto tra intagli di diversa ampiezza. Perciò un confronto in termini di NSIFs richiede la costanza dell'angolo di apertura dell'intaglio in quanto le unità di misura dipendono proprio da tale fenomeno. A tal proposito ci viene in soccorso il criterio energetico il quale permette di confrontare intagli a spigolo vivo di diversa ampiezza di apertura (nonché componenti con intagli raccordati) sulla base della densità di energia di deformazione mediata in un volume strutturale con raggio di riferimento che circonda i punti di singolarità geometrica.

Il concetto fondamentale è di considerare che quanto succede in un volume strutturale è la causa del cedimento, anziché ciò che avviene in un punto.

L'idea dell'esistenza della definizione di tale volume strutturale si deve agli studi di Neuber (1958) il quale afferma che ogni materiale ha un suo volume elementare di riferimento che è sensibile a ciò

che avviene a livello tensionale, come se avesse la capacità di mediare le tensioni e le deformazioni all'interno dello stesso. Nasce a questo punto il problema di quale sia la dimensione del volume strutturale che controlla il cedimento. L'approccio energetico è senza dubbio vantaggioso in quanto il contributo globale di tutte le tensioni principali viene in tal modo considerato senza trascurare l'effetto della seconda e della terza tensione principale. Inoltre mediare l'energia in un volume finito permette di ottenere un valore di energia finito.

Già nel 1885 Beltrami introdusse un criterio di resistenza basato sull'energia totale ed è stato il punto di partenza per l'utilizzo e l'applicazione dei metodi energetici sviluppati successivamente. L'energia è stata utilizzata in tempi più recenti da Glinka (1985) e da Molski per predire il comportamento a fatica di componenti intagliati soggetti a carico monoassiale e più recentemente anche nel caso di sollecitazione multiassiale (Park e Nelson 2000). In un lavoro recente Lazzarin et Al. hanno proposto di applicare un approccio energetico per predire il comportamento statico e a fatica di componenti indeboliti da intagli a V non raccordati. L'energia mediata in un volume strutturale è la grandezza considerata critica per il cedimento del componente. Il raggio critico che permette di descrivere il volume è una caratteristica del materiale e viene indicato R_C , si riporta un esempio della definizione del raggio critico su un giunto al variare dell'angolo di apertura considerato in figura (5.1.4).

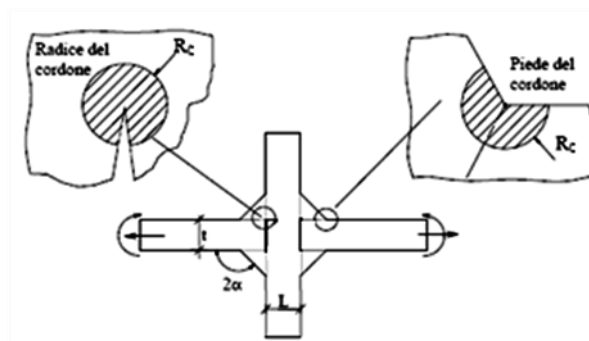


Figura (5.1.4): Esempio di volume strutturale per il calcolo del valore medio dell'energia di deformazione.

Fino a questo punto della trattazione non è stato ancora definito il valore di R_C , ma questo deve essere di dimensioni ridotte rispetto all'intaglio in modo tale che si possa limitare la trattazione ai termini del primo ordine relativi alle distribuzioni di tensione, ovvero di ordine prevalente, al fine di semplificare lo studio.

5.2 CRITERIO DI VOLUME BASATO SULLA DENSITÀ DI ENERGIA DI DEFORMAZIONE TOTALE (BELTRAMI)

La densità di energia di deformazione per un materiale isotropo con comportamento lineare elastico, con riferimento alle componenti di tensione del sistema di riferimento polare visto in figura (5.1.1) vale:

$$W(r,\theta) = \frac{1}{2E} (\sigma_{rr}^2 + \sigma_{\theta\theta}^2 + \sigma_{zz}^2 - 2\nu(\sigma_{rr}\sigma_{\theta\theta} + \sigma_{rr}\sigma_{zz} + \sigma_{\theta\theta}\sigma_{zz})) + 2(1+\nu)\sigma_{r\theta}^2 \quad (7)$$

Ricorrendo al principio di sovrapposizione degli effetti, le distribuzioni delle tensioni nelle immediate vicinanze dell'apice possono essere scritte come la somma del contributo di modo I e di modo II; in maniera sintetica:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_{\theta\theta} \\ \sigma_{rr} \\ \sigma_{r\theta} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \sigma_{\theta\theta} \\ \sigma_{rr} \\ \sigma_{r\theta} \end{Bmatrix}_{\text{modo I}} + \begin{Bmatrix} \sigma_{\theta\theta} \\ \sigma_{rr} \\ \sigma_{r\theta} \end{Bmatrix}_{\text{modo II}} \quad (8)$$

Sostituendo nella (7) l'espressione delle tensioni è possibile ottenere:

$$W(r,\theta) = W_1(r,\theta) + W_2(r,\theta) + W_{12}(r,\theta) \quad (9)$$

dalla quale si può immediatamente eliminare il contributo misto $W_{12}(r,\theta)$ in quanto il volume di controllo previsto è simmetrico rispetto alla bisettrice.

$$W_1(r,\theta) = \frac{1}{2E} * \frac{K_1^2}{r^{2(1-\lambda_1)}} * (\tilde{\sigma}_{rr}^{2(1)} + \tilde{\sigma}_{\theta\theta}^{2(1)} + \tilde{\sigma}_{zz}^{2(1)} - 2\nu(\tilde{\sigma}_{rr}^{(1)}\tilde{\sigma}_{\theta\theta}^{(1)} + \tilde{\sigma}_{zz}^{(1)}\tilde{\sigma}_{\theta\theta}^{(1)} + \tilde{\sigma}_{rr}^{(1)}\tilde{\sigma}_{zz}^{(1)}) + 2(1+\nu)\tilde{\sigma}_{r\theta}^{2(1)}) \quad (10)$$

$$W_2(r,\theta) = \frac{1}{2E} * \frac{K_1^2}{r^{2(1-\lambda_2)}} * (\tilde{\sigma}_{rr}^{2(2)} + \tilde{\sigma}_{\theta\theta}^{2(2)} + \tilde{\sigma}_{zz}^{2(2)} - 2\nu(\tilde{\sigma}_{rr}^{(2)}\tilde{\sigma}_{\theta\theta}^{(2)} + \tilde{\sigma}_{zz}^{(2)}\tilde{\sigma}_{\theta\theta}^{(2)} + \tilde{\sigma}_{rr}^{(2)}\tilde{\sigma}_{zz}^{(2)}) + 2(1+\nu)\tilde{\sigma}_{r\theta}^{2(2)}) \quad (11)$$

Le funzioni angolari σ_{ij} possono essere immediatamente ricavate dalle equazioni (12) e (13):

$$\begin{cases} \sigma_{\theta\theta}^{(1)} \\ \sigma_{rr}^{(1)} \\ \sigma_{r\theta}^{(1)} \end{cases} = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \frac{1}{(1+\lambda_1) + \chi_1(1-\lambda_1)} \left[\begin{cases} (1+\lambda_1)\cos(1-\lambda_1)\theta \\ (3-\lambda_1)\cos(1-\lambda_1)\theta \\ (1-\lambda_1)\sin(1-\lambda_1)\theta \end{cases} + \chi_1(1-\lambda_1) \begin{cases} \cos(1+\lambda_1)\theta \\ -\cos(1+\lambda_1)\theta \\ \sin(1+\lambda_1)\theta \end{cases} \right]_{\text{modo 1}} \quad (12)$$

$$\begin{cases} \sigma_{\theta\theta}^{(2)} \\ \sigma_{rr}^{(2)} \\ \sigma_{r\theta}^{(2)} \end{cases} = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \frac{1}{(1-\lambda_2) + \chi_2(1+\lambda_2)} \left[\begin{cases} -(1+\lambda_2)\sin(1-\lambda_2)\theta \\ -(3-\lambda_2)\sin(1-\lambda_2)\theta \\ (1-\lambda_2)\cos(1-\lambda_2)\theta \end{cases} + \chi_2(1+\lambda_2) \begin{cases} -\sin(1+\lambda_2)\theta \\ \sin(1+\lambda_2)\theta \\ \cos(1+\lambda_2)\theta \end{cases} \right]_{\text{modo 2}} \quad (13)$$

L'energia di deformazione elastica totale contenuta in un settore circolare di raggio R centrato sull'apice dell'intaglio si esprime:

$$E(R) = \int_A W \, dA = \int_0^R \int_{-\gamma}^{+\gamma} [W_1(r, \theta) + W_2(r, \theta)] r \, dr \, d\theta \quad (14)$$

Quindi effettuando le dovute sostituzioni, l'espressione finale che si ottiene è:

$$E(R) = E_1(R) + E_2(R) = \frac{1}{E} * \left(\frac{I_1(\gamma)}{4\lambda_1} * K_I^2 * R^{2*\lambda_1} + \frac{I_2(\gamma)}{4\lambda_2} * K_2^2 * R^{2*\lambda_2} \right) \quad (15)$$

Dove gli integrali $I_1(\gamma)$ e $I_2(\gamma)$ delle funzioni angolari (diversi per tensione piana e deformazione piana) sono:

$$I_1(\gamma) = \int_{-\gamma}^{+\gamma} (\tilde{\sigma}_{rr}^{2(1)} + \tilde{\sigma}_{\theta\theta}^{2(1)} + \tilde{\sigma}_{zz}^{2(1)} - 2\nu(\tilde{\sigma}_{rr}^{(1)}\tilde{\sigma}_{\theta\theta}^{(1)} + \tilde{\sigma}_{zz}^{(1)}\tilde{\sigma}_{\theta\theta}^{(1)} + \tilde{\sigma}_{rr}^{(1)}\tilde{\sigma}_{zz}^{(1)}) + 2(1+\nu)\tilde{\sigma}_{r\theta}^{2(1)}) \, d\theta \quad (16)$$

$$I_2(\gamma) = \int_{-\gamma}^{+\gamma} (\tilde{\sigma}_{rr}^{2(2)} + \tilde{\sigma}_{\theta\theta}^{2(2)} + \tilde{\sigma}_{zz}^{2(2)} - 2\nu(\tilde{\sigma}_{rr}^{(2)}\tilde{\sigma}_{\theta\theta}^{(2)} + \tilde{\sigma}_{zz}^{(2)}\tilde{\sigma}_{\theta\theta}^{(2)} + \tilde{\sigma}_{rr}^{(2)}\tilde{\sigma}_{zz}^{(2)}) + 2(1+\nu)\tilde{\sigma}_{r\theta}^{2(2)}) \, d\theta \quad (17)$$

Si riportano in tabella () i valori degli integrali I_1 e I_2 per diversi angoli di apertura:

2α (deg)	γ/π (rad)	λ_1	λ_2	Plane stress		Plane strain	
				$I_1(\gamma)$	$I_2(\gamma)$	$I_1(\gamma)$	$I_2(\gamma)$
0°	1	0.5000	0.5000	1.0250	2.3250	0.8450	2.1450
15°	23/24	0.5002	0.5453	1.0216	2.1608	0.8431	2.0087
30°	11/12	0.5014	0.5982	1.0108	2.0091	0.8366	1.8810
45°	7/8	0.5050	0.6597	0.9918	1.8688	0.8247	1.7610
60°	5/6	0.5122	0.7309	0.9642	1.7385	0.8066	1.6479
90°	3/4	0.5445	0.9085	0.8826	1.5018	0.7504	1.4379
120°	2/3	0.6157	1.1489	0.7701	1.2887	0.6687	1.2437
135°	5/8	0.6736	1.3021	0.7058	1.1883	0.6201	1.1505
150°	7/12	0.7520	1.4858	0.6386	1.0908	0.5678	1.0590
160°	5/9	0.8187	1.6305	0.5930	1.0269	0.5315	0.9986
170°	19/36	0.9000	1.7989	0.5481	0.9635	0.4957	0.9383

Tabella (5.2): Autovalori ed integrali per diversi angoli di apertura dell'intaglio.

5.3 CALCOLO DEL RAGGIO CRITICO

Nel caso esaminato si considera il solo piano, non il volume, perciò l'estensione superficiale del settore circolare descritto dal raggio critico R_c sarà il termine sul quale verrà fatta l'integrazione. Si può quindi scrivere che l'espressione dell'energia mediata \bar{W} sull'area A risulta essere:

$$\bar{W} = \frac{E(R)}{A(R)} = \frac{1}{E} \left(\frac{I_1(\gamma)}{4\gamma\lambda_1} * \frac{K_1^2}{R^{2(1-\lambda_1)}} + \frac{I_2(\gamma)}{4\gamma\lambda_2} * \frac{K_2^2}{R^{2(1-\lambda_2)}} \right) \quad (18)$$

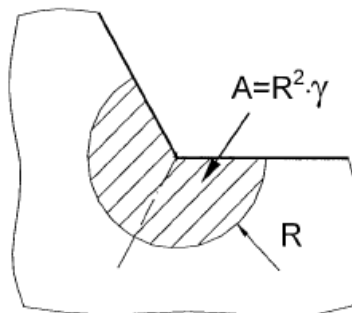


Figura (5.3.1): Esempio di volume critico attorno all'intaglio

Operando un'estensione del criterio di Beltrami, si ipotizza che il cedimento di un componente avvenga quando il valore medio dell'energia di deformazione raggiunga un valore limite caratteristico del materiale. Si può scrivere quindi, in condizioni di incipiente cedimento, che l'energia assuma il valore:

$$\bar{W} = W_c \quad (19)$$

Dove W_c è il valore critico della densità di energia di deformazione ed è caratteristico del materiale.

Tornando al quesito d'origine, il valore critico del raggio R_c che definisce l'area su cui va mediata l'energia di deformazione elastica, può essere determinato sfruttando l'equazione (18) quando il materiale ha un comportamento fragile. Si può scrivere che:

$$W_c = \frac{\sigma_R^2}{2E} \quad (20)$$

Nella quale σ_R rappresenta la tensione di rottura del materiale.

I casi che saranno presi in considerazione nella trattazione prevedono un contributo energetico nullo o trascurabile dovuto al modo II, quindi il valore del K_I può essere direttamente correlato al valore medio dell'energia di deformazione:

$$K_I = R^{(1-\lambda_1)} * \sqrt[2]{\frac{4E\lambda_1\gamma * \bar{W}}{I_1(\gamma)}} \quad (21)$$

Come mostrato in precedenza, in condizioni di incipiente cedimento, $\bar{W} = W_c$ e quindi:

$$K_{IC} = R^{(1-\lambda_1)} * \sqrt[2]{\frac{4E\lambda_1\gamma * W_c}{I_1(\gamma)}} = R^{(1-\lambda_1)} * \sigma_R * \sqrt[2]{\frac{2\lambda_1\gamma}{I_1(\gamma)}} \quad (22)$$

Visti i numerosi studi presenti in letteratura, ci si riferisce al caso di giunti in acciaio strutturale sottoposti ad un ciclo di fatica con $N_A = 5 * 10^6$ cicli ed un rapporto nominale di ciclo $R = 0$, cordone

d'angolo d'apertura $2\alpha = 135^\circ$, soggetti a trazione o flessione. Questi risultano essere caratterizzati da una curva $\Delta K_1 - N$ con un valore medio $\Delta K_{1A} = 211 \text{ MPa mm}^{0.326}$ (Lazzarin-Livieri, Int. J Fatigue 2001) ed una probabilità di sopravvivenza $P_s = 50\%$ (grafico (5.3.2)).

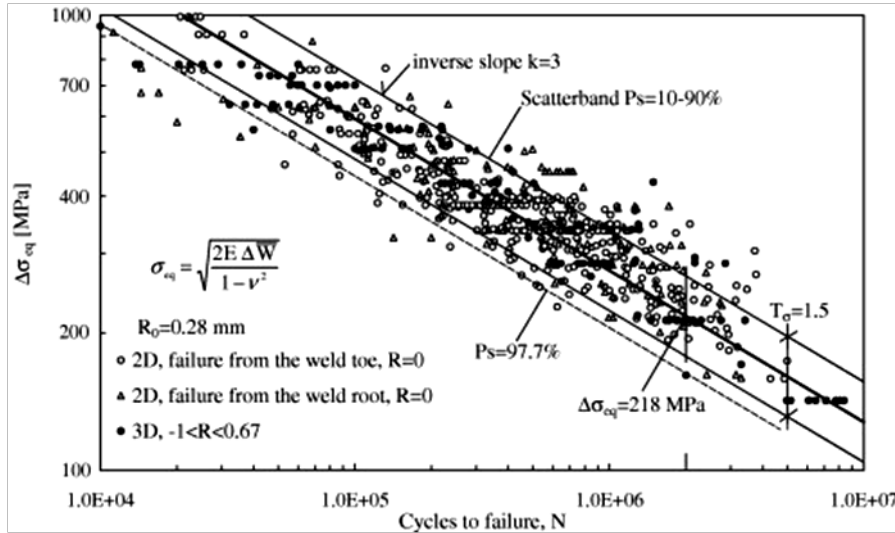


Diagramma (5.3.2): Resistenza a fatica di giunti saldati in acciaio strutturale in funzione del raggio critico $R_c = 0.28$ mm.

Eseguendo le adeguate sostituzioni nella formula (18) si ottiene:

$$\overline{\Delta W} = \frac{E(R)}{A(R)} = \frac{1}{E} \left(\frac{I_1(\gamma)}{4\gamma\lambda_1} * \frac{\Delta K_1^2}{Rc^{2(1-\lambda_1)}} \right) \quad (23)$$

ed operando una semplice formula inversa si ricava l'espressione del raggio critico R_c :

$$Rc = \left(\frac{I_1}{2\lambda_1\gamma} * \frac{\Delta K_{1A}}{\Delta\sigma_A} \right)^{\frac{1}{1-\lambda_1}} \quad (24)$$

Conoscendo i valori adeguati al caso trattato, ovvero $\gamma = 5/8$, $\lambda_1 = 0.6736$, $I_1 = 0,6201$ (tabella(5.2)) e sostituendoli nella espressione appena riportata si ottiene:

$$R_c = \left(\sqrt{\frac{0,6201}{2*0,6736*5/8\pi} * \frac{211}{155}} \right)^{\frac{1}{0,326}} \cong 0.28 \text{ mm} \quad (25)$$

Ecco dunque il valore del raggio critico R_c che nei casi esaminati verrà considerato di 0,28 mm il quale, per effetto di una tollerata approssimazione, si assume 0.3 mm.

Capitolo 6

DENSITÀ DI ENERGIA DI DEFORMAZIONE MEDIA:

ANALISI AGLI ELEMENTI FINITI

La trattazione è proseguita applicando il metodo energetico introdotto al capitolo [5] ai modelli generati con diverso intaglio. Così facendo è possibile avere un altro parametro di confronto diretto tra le diverse geometrie, a parità di sollecitazioni e vincoli imposti.

6.1 MODELLAZIONE GEOMETRICA: ANGOLO DI APERTURA $\gamma = 30^\circ$

Si è modellata la piastra con intaglio a V di 30° , con geometria e carichi applicati in maniera analoga a quanto esposto nel capitolo [4], come presentato nell'articolo scientifico citato. In quest'occasione però non si è modellato un quarto di piastra, bensì metà del modello d'origine per una motivazione puramente estetica in quanto la simmetria geometrica e dei carichi applicati permette una modellazione analoga a quanto già svolto, ovvero al quarto di piastra, mantenendo la correttezza dell'esito delle analisi. L'elemento utilizzato per generare il modello nell'ambiente FEM è il "Solid 8node82"; le proprietà del materiale ed il tipo di sollecitazione sono state imposte come: modulo elastico $E = 206'000\text{MPa}$, coefficiente di Poisson $\nu = 0.3$ con configurazione di materiale isotropo, lineare elastico in sollecitazione di deformazione piana. Dopo aver definito il posizionamento dei Keypoints sul piano di lavoro del software Ansys, sono stati collegati gli stessi con delle linee di costruzione, al fine di ottenere la geometria cercata (Figura (6.1.1)).

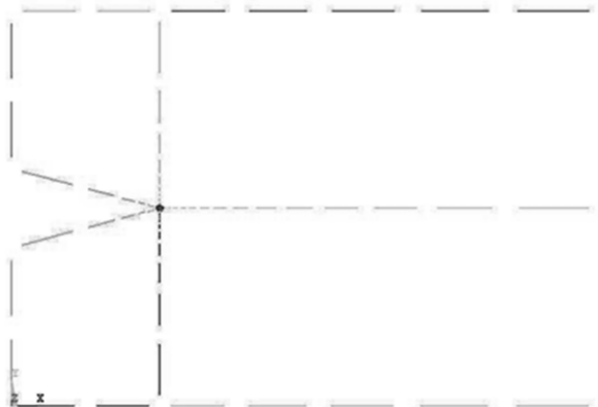


Figura (6.1.1): Modello del quarto di piastra con intaglio a V non raccordato di apertura $\gamma = 30^\circ$.

Come riportato nel capitolo [5], la zona del modello nella quale si andrà a ricavare l'energia di deformazione media, per effetto del carico applicato, è compresa entro un volume di controllo sferico di raggio 0,28 mm (nel caso in esame la forma è circonferenziale in quanto si è sul piano). Per approssimazione si assume il raggio della circonferenza più esterna di 0,3 mm all'interno della quale vengono descritte altre dieci circonferenze concentriche incentrate sull'apice dell'intaglio, ognuna di raggio crescente a partire dalla interna la quale presenta un raggio R_c di 0,05 mm (figura(6.1.2)).

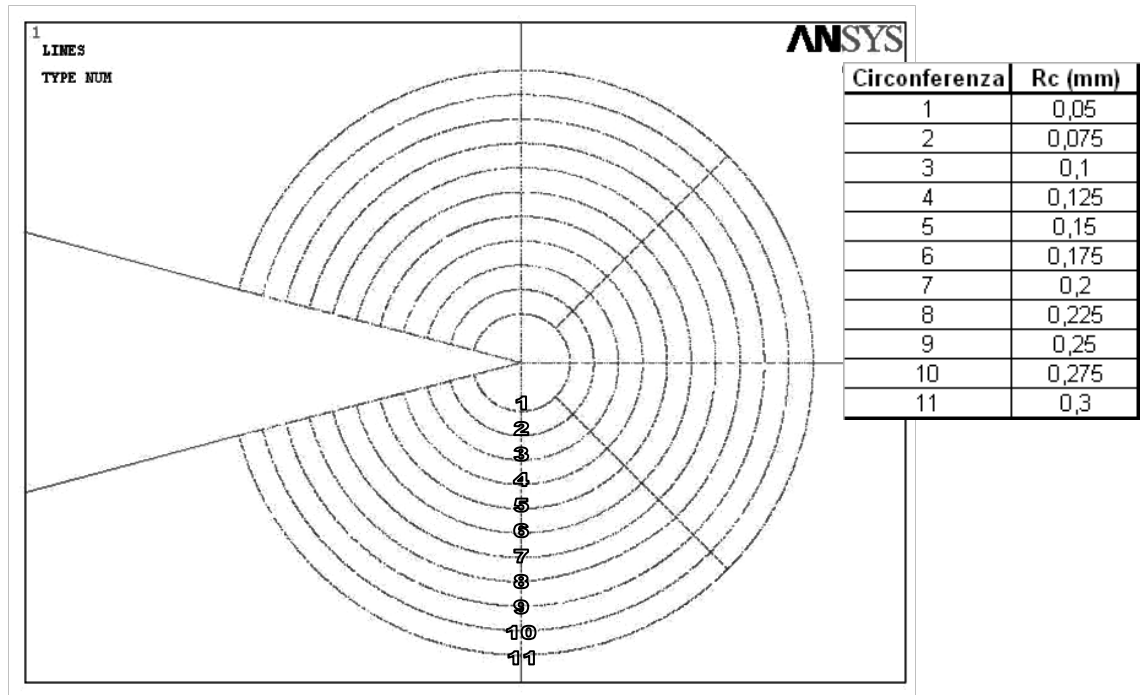


Figura (6.1.2): Circonferenze concentriche incentrate sull'apice dell'intaglio.

Si è andati quindi a generare la Mesh, ovvero la discretizzazione del continuo in elementi di dimensione finita nel piano (nel caso in esame si è in due dimensioni), adeguata alla geometria ed alla precisione necessaria al ricavare dei risultati attendibili dalla simulazione numerica. In riferimento a quanto si sta procedendo ad analizzare, si mette in evidenza che la densità di energia di deformazione, ricavata con un generico modello FEM, è sempre indipendente dalla struttura della mesh presente. Ovvero effettuando una suddivisione degli elementi in modo grezzo e scombinato si ottiene comunque un risultato attendibile e corretto della densità di energia di deformazione (tale discorso chiaramente non vale per il caso in cui si devono plottare delle tensioni).

Per questo motivo all'interno del primo volume di controllo, vicino all'apice dell'intaglio, si è adottata una "mesh free", ovvero la dimensione e l'ordine degli elementi sono stati scelti in maniera

arbitraria dal codice di calcolo, (ugualmente anche per tutte le altre zone del modello, figura (6.1.4)), la zona attorno all'apice è riportata in figura (6.1.3).

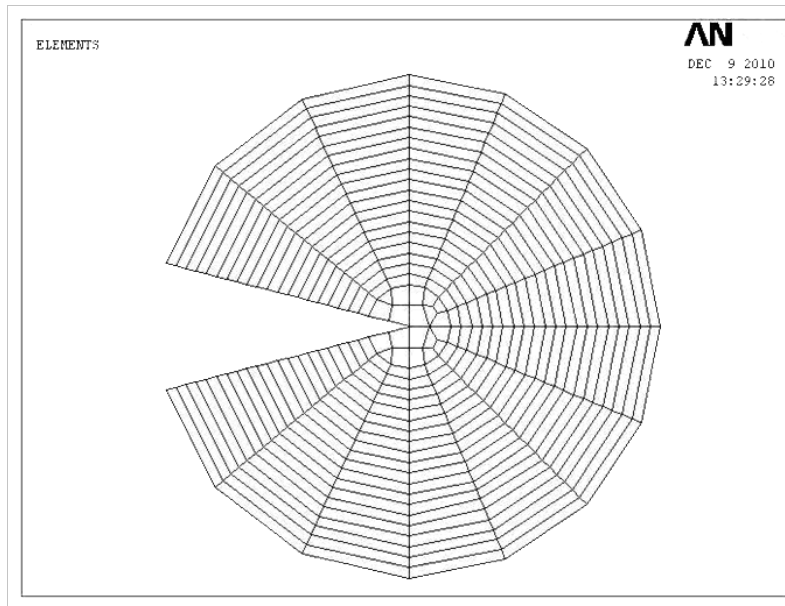
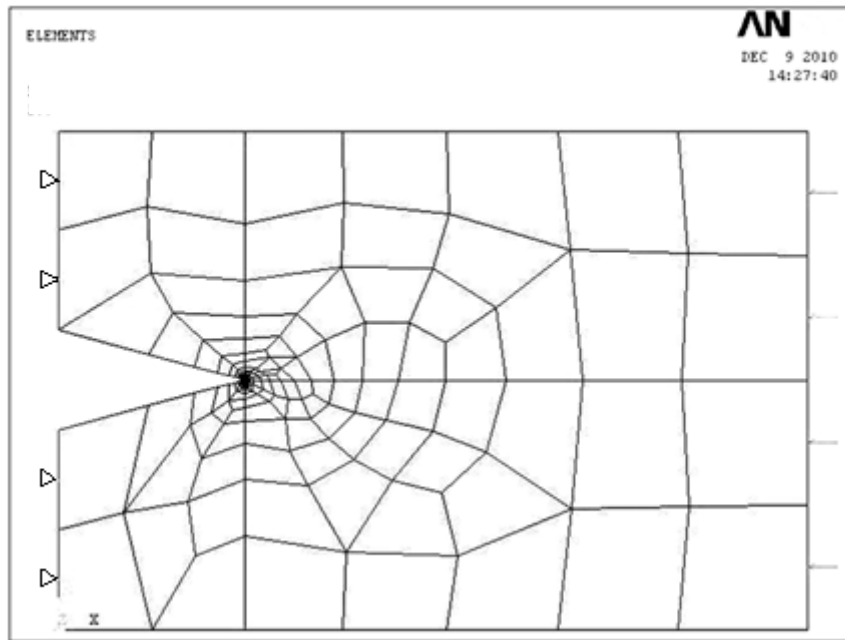


Figura (6.1.3): Mesh degli elementi circolari concentrici posti attorno all'apice dell'intaglio.

Nel momento in cui è stata completata la Mesh, si è avviata la soluzione del caso in esame, creato in ambiente di simulazione numerico Ansys, non prima però di aver applicato i vincoli di simmetria (al fine di rendere possibile la similitudine tra piastra intera e metà piastra), come visibile nella figura (6.1.4), nella quale si possono distinguere inoltre i carichi di compressione applicati alla struttura per i quali si è scelto ancora una volta un valore $P= 100$ MPa.



Figura(6.1.4): Immagine del modello riportante Mesh, vincoli di simmetria e carichi applicati.

6.2 RISULTATI FEM E CALCOLI ANALITICI

Si è andati quindi a ricavare dal modello in Ansys i valori dell'energia di deformazione, identificati con il termine SENE (Strain ENergy), all'interno di ogni singolo volume di controllo a partire dalla circonferenza di dimensione inferiore sino alla più esterna di raggio 0.3 mm (nel calcolo ogni circonferenza deve comprendere anche gli elementi delle altre circonferenze di volta in volta di raggio minore). Allo stesso modo si ottengono anche i valori dei corrispondenti volumi (delle aree nel caso piano) . Si riportano in tabella (6.1) i valori ottenuti per entrambi i parametri:

Circonferenza	Rc (mm)	SENE (MJ)	AREA (mm ²)
1	0,05	0,000248122	0,0072117
2	0,075	0,00037904	0,0162263
3	0,1	0,000523033	0,0288468
4	0,125	0,000682425	0,0450731
5	0,15	0,000860322	0,0649053
6	0,175	0,0010591	0,0883433
7	0,2	0,00128088	0,1153870
8	0,225	0,00152232	0,1456510
9	0,25	0,00180105	0,1802920
10	0,275	0,00210294	0,2181540
11	0,3	0,00243491	0,2596210

Tabella (6.1) : Valore di energia di deformazione ed area di ogni sezione.

L'energia di deformazione elastica contenuta in un settore circolare di raggio R_c , centrato sull'apice dell'intaglio si esprime analiticamente come segue:

$$E(R) = \int_A W \, dA = \int_0^R \int_{-\gamma}^{+\gamma} [W_1(r, \theta) + W_2(r, \theta)] r \, dr \, d\theta \quad (1)$$

Nel caso studiato si è già fatto notare che la sollecitazione che si sviluppa all'apice dell'intaglio prevede un Modo I, quindi l'energia di deformazione elastica totale contenuta in un settore circolare di raggio R centrato sull'apice dell'intaglio si esprime:

$$E(R) = \int_A W \, dA = \int_0^R \int_{-\gamma}^{+\gamma} [W_1(r, \theta)] r \, dr \, d\theta \quad (2)$$

Tale termine dell'energia è proprio quanto risulta dal codice di calcolo Ansys sotto la definizione di SENE. Tralasciando i passaggi analitici, riportati nel capitolo [], l'energia di deformazione media calcolata analiticamente risulta essere:

$$\bar{W} = \frac{E(R)}{A(R)} = \frac{1}{E} \left(\frac{I_1(\gamma)}{4\gamma\lambda_1} * \frac{K_1^2}{R^{2(1-\lambda_1)}} \right) \quad (3)$$

Perciò, conoscendo anche il valore delle aree dei settori circolari è sufficiente eseguire il rapporto tra l'energia e l'area corrispondente per trovare la densità di energia media:

$$\bar{W} = \frac{E(R)}{A(R)} = \frac{SENE (MJ)}{AREA (mm^2)} \quad (4)$$

In tabella (6.2) si riporta quanto espresso dall'analisi FEM al variare del raggio critico R_c .

Circonferenza	Rc (mm)	SENE (MJ)	AREA (mm ²)	\bar{W} (MJ/mm ³)
1	0,05	0,000248122	0,00721170	0,03440548
2	0,075	0,00037904	0,01622630	0,023359614
3	0,1	0,000523033	0,02884680	0,018131405
4	0,125	0,000682425	0,04507310	0,015140405
5	0,15	0,000860322	0,06490530	0,013255035
6	0,175	0,0010591	0,08834330	0,011988459
7	0,2	0,00128088	0,11538700	0,011100731
8	0,225	0,00152232	0,14565100	0,010451833
9	0,25	0,00180105	0,18029200	0,009989628
10	0,275	0,00210294	0,21815400	0,009639704
11	0,3	0,00243491	0,25962100	0,00937871

Tabella (6.2): Valore di energia di deformazione, area ed energia media al variare della sezione considerata.

Tali valori si sono messi a confronto con l'esito dell'applicazione dell'espressione analitica limitata ai termini del primo ordine, la quale deve fornire un andamento analogo al caso di simulazione numerica al variare delle sezioni di volta in volta considerate. Osservando quindi ancora una volta la forma analitica del contributo energetico si può agglomerare l'espressione (3) considerando il termine e_1 come:

$$e_1 = \left(\frac{I_1(\gamma)}{4\gamma\lambda_1} \right) \quad (5)$$

Da cui si può scrivere che

$$\bar{W} = \frac{E(R)}{A(R)} = \frac{e_1}{E} K_1^{2(\lambda_1-1)} \quad (6)$$

I dati necessari sono tutti noti in quanto l'autovalore λ_1 , l'integrale I_1 e l'angolo γ sono consultabili nella tabella (6.3), il valore del K_1 è già stato calcolato ed il modulo $E = 206'000$ MPa.

2α (deg)	γ/π (rad)	λ_1	λ_2	Plane stress		Plane strain	
				$I_1(\gamma)$	$I_2(\gamma)$	$I_1(\gamma)$	$I_2(\gamma)$
0°	1	0.5000	0.5000	1.0250	2.3250	0.8450	2.1450
15°	23/24	0.5002	0.5453	1.0216	2.1608	0.8431	2.0087
30°	11/12	0.5014	0.5982	1.0108	2.0091	0.8366	1.8810
45°	7/8	0.5050	0.6597	0.9918	1.8688	0.8247	1.7610
60°	5/6	0.5122	0.7309	0.9642	1.7385	0.8066	1.6479
90°	3/4	0.5445	0.9085	0.8826	1.5018	0.7504	1.4379
120°	2/3	0.6157	1.1489	0.7701	1.2887	0.6687	1.2437
135°	5/8	0.6736	1.3021	0.7058	1.1883	0.6201	1.1505
150°	7/12	0.7520	1.4858	0.6386	1.0908	0.5678	1.0590
160°	5/9	0.8187	1.6305	0.5930	1.0269	0.5315	0.9986
170°	19/36	0.9000	1.7989	0.5481	0.9635	0.4957	0.9383

Tabella (6.3): Dati necessari alla soluzione del criterio energetico.

I dati necessari al calcolo analitico per il componente intagliato a V con apertura di 30°, non raccordato, sono i seguenti:

Apertura intaglio	λ_1	γ	$I_{1(\text{Plane Strain})}$	e_1	K_I (MPa mm ^{0.499})	E (MP a)
30°	0,501	2,879793	0,8366	0,144963555	49,4	206'000

L'operazione di calcolo analitica, per ogni corrispondente raggio critico considerato, restituisce i seguenti valori della energia teorica di deformazione media (tabella).

Rc (mm)	\overline{W}_{teor} (MJ/mm ²)
0,05	0,034141
0,075	0,022779
0,1	0,017094
0,125	0,013681
0,15	0,011405
0,175	0,009779
0,2	0,008559
0,225	0,00761
0,25	0,00685
0,275	0,006229
0,3	0,005711

Tabella (6.4): Energia teorica di deformazione media per ogni raggio critico considerato.

6.3 CONSIDERAZIONI SULL'ESITO DELLE ANALISI

Si crea un grafico di confronto nel quale si riportano i valori dell'energia di deformazione media, ottenuta dalla simulazione FEM e l'energia di deformazione media calcolata analiticamente (grafico (6.3.1)).

Si evidenzia che il valore dell'energia ottenuto dalla simulazione numerica agli elementi finiti è l'equivalente dell'esito dell'applicazione della formula analitica estesa all'ordine infinito dei termini. Nel caso studiato invece, la formula analitica applicata è troncata al primo termine.

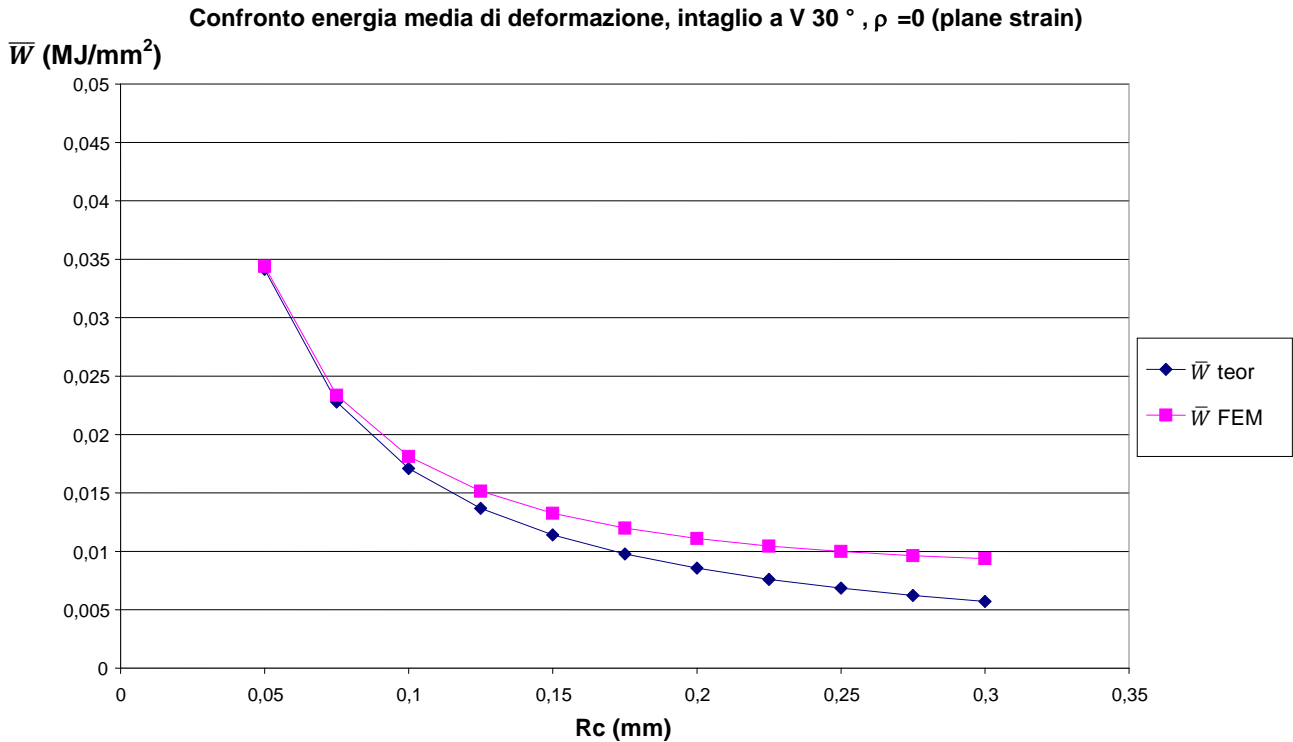


Grafico (6.3.1): Confronto tra i valori dell'energia di deformazione media, ottenuta dalla simulazione FEM e l'energia di deformazione media calcolata analiticamente, in relazione al raggio critico.

Si nota come l'andamento della curva che descrive dell'energia media teorica si discosti dall'andamento dell'energia calcolata al FEM, tanto più quanto il raggio critico R_c considerato aumenta. Infatti, per le aree circoscritte da un raggio R_c di 0.05 mm ed il successivo di 0.075 mm, i punti nel grafico si sovrappongono, mentre per valori maggiori del raggio le curve si distanziano denotando una differenza nei dati.

Tale anomalia, effettuando una considerazione preliminare, può essere ricondotta al fatto che l'espressione analitica, che prende in considerazione esclusivamente i termini del primo ordine e trascurando tutti i successivi, non sia sufficientemente accurata, oppure trascuri qualche importante contributo tensionale, denotando perciò una differenza rispetto all'esito FEM.

6.4 ULTERIORI MODELLI: $\gamma = 15^\circ, 45^\circ, 60^\circ, 90^\circ$

Non sapendo con certezza quale sia l'origine dell'incongruenza, in conseguenza di ciò si va a studiare allo stesso modo una serie di modelli geometricamente analoghi, ma che presentano un'apertura dell'intaglio γ di $90^\circ, 60^\circ, 45^\circ, 15^\circ$ (Figura (6.4.1)), applicando carichi e vincoli di simmetria già visti. Anche in questo caso si studieranno dei modelli riportanti metà piastra.

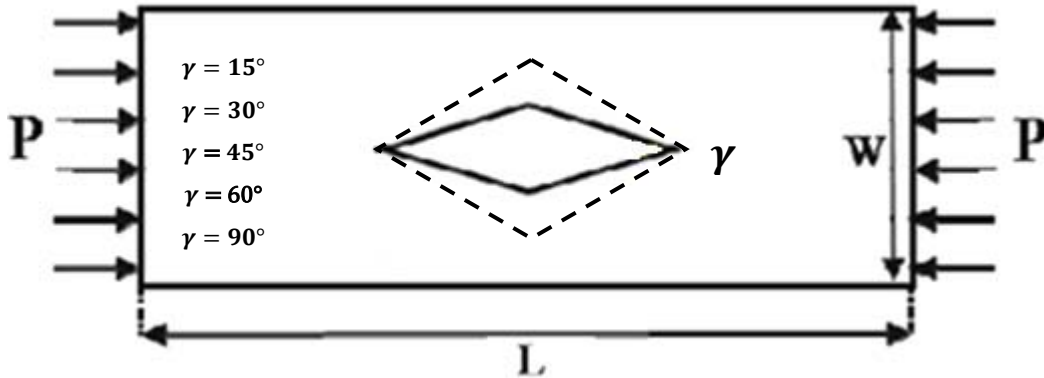
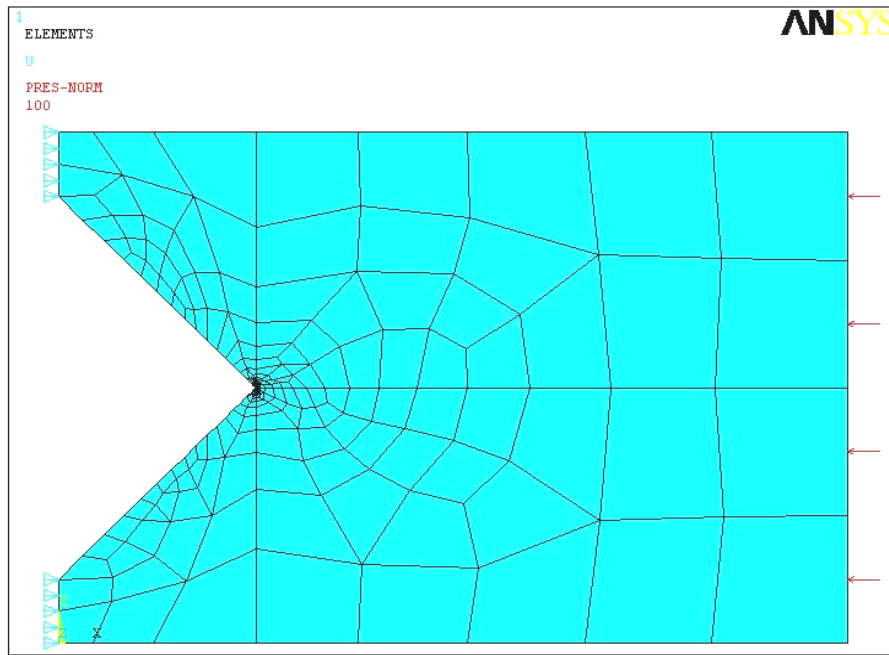


Figura (6.4.1): Schema del modello con riportate a titolo d'esempio le aperture dell'intaglio di $90^\circ, 60^\circ, 45^\circ, 30^\circ, 15^\circ$.

6.5 MODELLO CON ANGOLO D'APERTURA DELL'INTAGLIO $\gamma = 90^\circ$

Il primo componente studiato, (assumendo sempre come elemento utilizzato per generare il modello nell'ambiente FEM il "Solid 8node82", modulo elastico del materiale $E= 206'000$ MPa, coefficiente di Poisson $\nu=0.3$ in configurazione di materiale isotropo, lineare elastico in sollecitazione di deformazione piana) è una piastra con angolo di apertura dell'intaglio a V non raccordato $\gamma = 90^\circ$. Anche in questo caso, attorno all'apice dell'intaglio si crea una circonferenza di raggio di 0.3mm all'interno della quale vengono descritte altre dieci circonferenze concentriche incentrate sull'apice dell'intaglio, ognuna di raggio crescente a partire dalla più interna la quale presenta un raggio R_c di 0.05mm. Per quanto riguarda la Mesh, all'interno del primo volume di controllo vicino all'apice dell'intaglio, si è adottata una "Mesh free" ovvero la dimensione e l'ordine degli elementi sono stati scelti in maniera arbitraria dal codice di calcolo, in ugual modo anche per tutte le altre zone del modello, come visibile il figura (6.5.1). Si sono applicati i vincoli di simmetria ed i carichi di compressione alla struttura per i quali si è scelto analogamente a quanto fatto in precedenza un valore $P=100$ MPa.



Figura(6.5.1): Immagine del modello riportante Mesh, vincoli di simmetria e carichi applicati $\gamma = 90^\circ$

Si riporta in figura (6.5.2) l'immagine del modello deformato per effetto dei carichi e dei vincoli imposti. Come visto in precedenza, si distingue il profilo della piastra scarica e della piastra allo stato deformato la quale esplicita, ancor più che per il caso a 30° , che l'intaglio a V tende ad aprirsi.

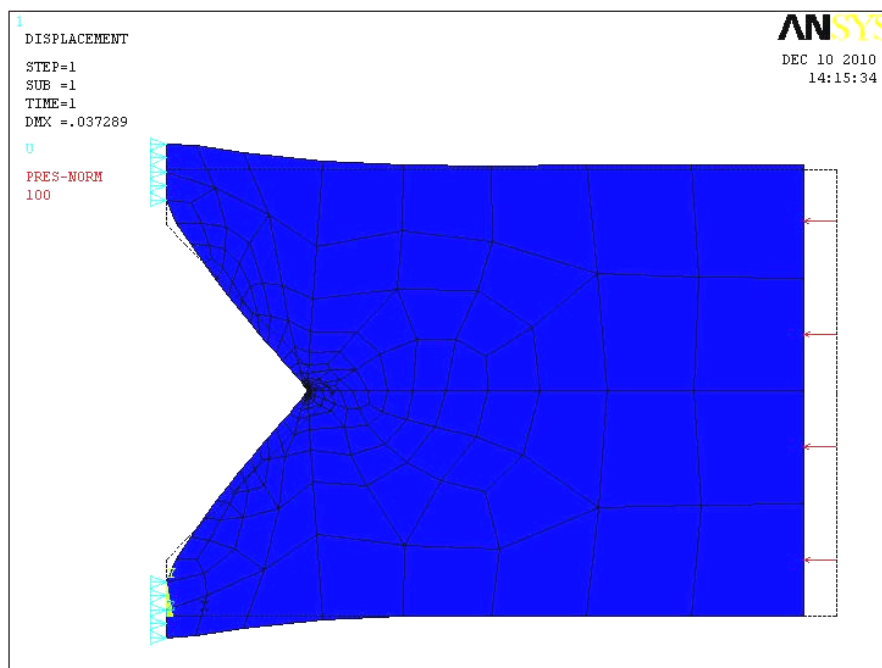


Figura (6.5.2): Deformatata del modello con intaglio a V, $\gamma = 90^\circ$

In modo del tutto analogo a quanto fatto in precedenza, si sono ricavati dal modello in Ansys i valori dell'energia di deformazione (SENE) ed i valori dei corrispondenti volumi (aree nel caso piano). Sono stati poi eseguiti i rapporti tra le due grandezze per ogni diverso raggio critico, ottenendo i valori dell'energia di deformazione media: si riportano in tabella (6.5) i valori ottenuti per le diverse circonferenze attorno all'apice:

Circonferenza	Rc (mm)	SENE (MJ)	AREA (mm²)	\bar{W} (MJ/mm³)
1	0,05	0,0116541	0,0058902	1,9785576
2	0,075	0,0180963	0,0132529	1,3654596
3	0,1	0,0247182	0,0235608	1,0491240
4	0,125	0,0314708	0,0368137	0,8548665
5	0,15	0,0383236	0,0530118	0,7229258
6	0,175	0,0452562	0,0721549	0,6272090
7	0,2	0,0522536	0,0942431	0,5544554
8	0,225	0,0591840	0,1188910	0,4978005
9	0,25	0,0664011	0,1472550	0,4509259
10	0,275	0,0735365	0,1781780	0,4127137
11	0,3	0,0807092	0,2120470	0,3806194

Tabella (6.5) : Valore di energia di deformazione, area ed energia di deformazione media di ogni sezione.

Tali valori sono stati messi a confronto con l'esito dell'applicazione dell'espressione analitica limitata ai termini del primo ordine (equazione (3)) per la quale i dati necessari al calcolo nel componente intagliato a V con apertura di 90° non raccordato sono i seguenti:

Apertura intaglio	λ_1	γ	$I_1(\text{Plane Strain})$	e_1	K_1 (MPa mm^{0,499})	E (MPa)
90°	0,544	2,356194	0,7504	0,146360134	421.5	206'000

Il calcolo restituisce, per ogni corrispondente raggio critico considerato, i seguenti valori della energia teorica di deformazione media (tabella (6.6)).

Rc (mm)	\overline{W}^{teor} (MJ/mm²)
0,05	1,97855760
0,075	1,36545964
0,1	1,04912397
0,125	0,85486653
0,15	0,72292584
0,175	0,62720896
0,2	0,55445545
0,225	0,49780051
0,25	0,45092594
0,275	0,41271369
0,3	0,38061939

Tabella (6.6): Energia teorica di deformazione media per ogni raggio critico considerato.

Si riporta quindi il grafico di confronto nel quale sono presenti i valori dell'energia di deformazione media, ottenuta dalla simulazione FEM e l'energia di deformazione media calcolata analiticamente (grafico (6.5.2)).

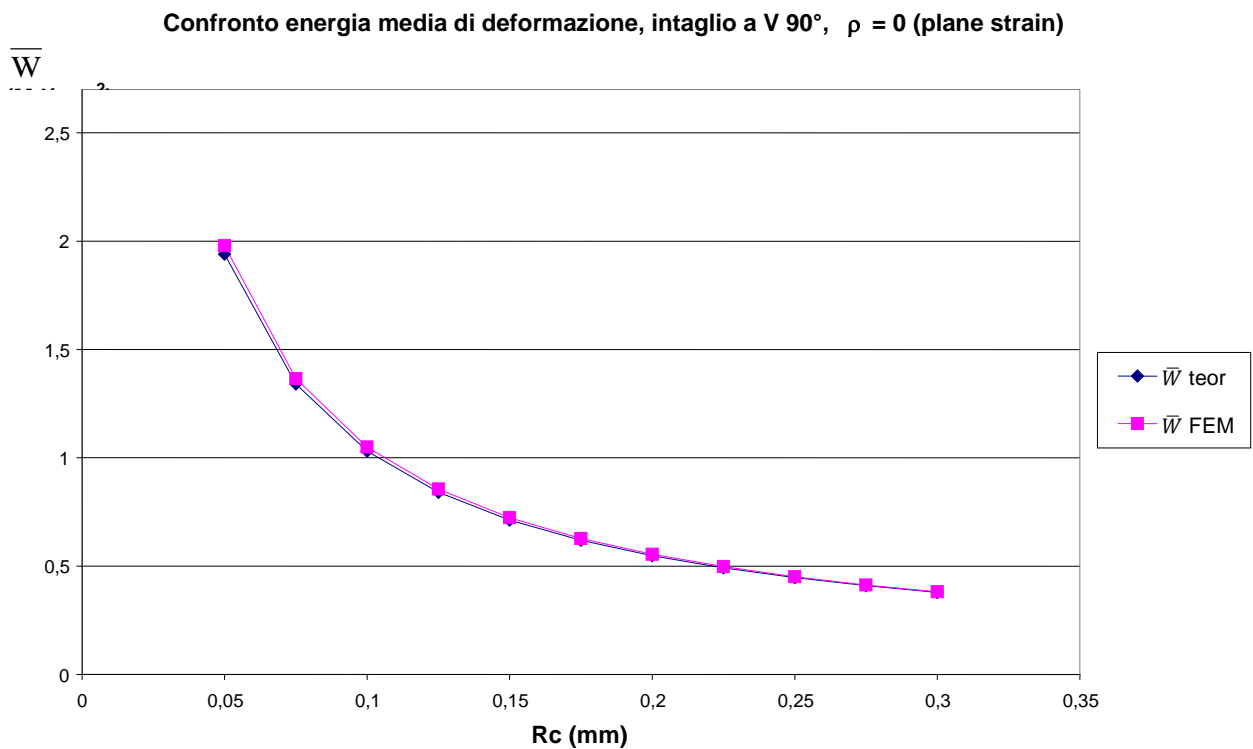


Grafico (6.5.2): Confronto tra i valori dell'energia di deformazione media, ottenuta dalla simulazione FEM e l'energia di deformazione media calcolata analiticamente, in relazione al raggio critico.

Diversamente dal caso precedentemente trattato che presentava un intaglio con un'apertura $\gamma = 30^\circ$, in questo modello di piastra si nota come l'andamento della curva che descrive l'energia media teorica non si discosta dall'andamento dell'energia calcolata al FEM; ovvero per ogni diverso raggio critico considerato le due curve si sovrappongono denotando una corrispondenza indiscutibile tra l'esito della simulazione al calcolatore e l'esito del calcolo analitico.

6.6 MODELLO CON ANGOLO D'APERTURA DELL'INTAGLIO $\gamma = 60^\circ$

Anche per questo modello tutti i parametri rimangono invariati e la procedura rimane la stessa esplicita precedentemente. Per tale motivo ci si limita a riportare le immagini del modello, i risultati numerici ed i grafici. La stessa modalità di stesura verrà applicata anche ai due ulteriori casi restanti, distinguibili dall'angolo di apertura dell'intaglio $\gamma = 45^\circ$ e $\gamma = 15^\circ$. I dati utilizzati nello studio dei tre modelli sono riportati in tabella (6.7).

Apertura Intaglio	λ_1	γ	$I_1(\text{Plane Strain})$	e_1	K_I	E (MPa)
15°	0,5002	3,010693	0,8431	0,139961615	17,6	206'000
45°	0,505	2,748894	0,8247	0,148520601	96,9	206'000
60°	0,512	2,617994	0,8066	0,150438723	168	206'000

Tabella (6.7): Valori necessari ad effettuare il calcolo analitico dell'energia al variare dell'angolo dell'intaglio γ

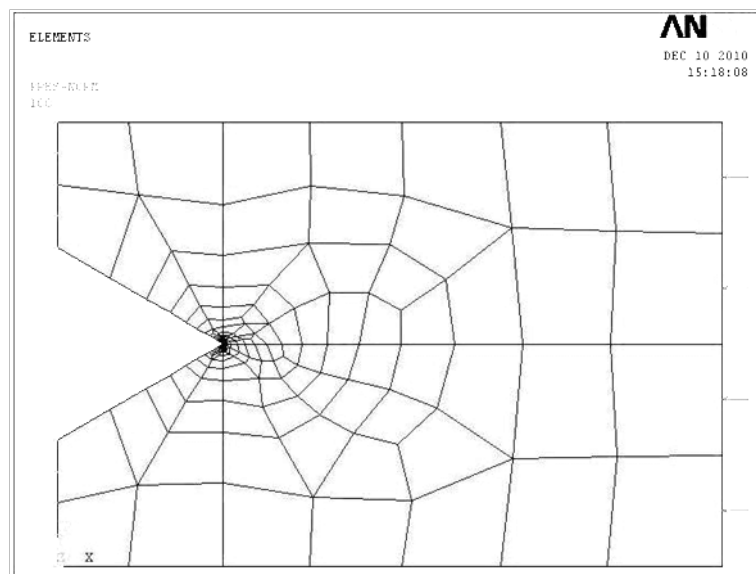


Figura (6.6.1): Immagine del modello riportante mesh, vincoli di simmetria e carichi applicati, $\gamma = 60^\circ$

Circonferenza	Rc (mm)	SENE (MJ)	AREA (mm²)	\bar{W} (MJ/mm³)
1	0,05	0,00254407	0,00654438	0,38874118
2	0,075	0,00381989	0,01472490	0,25941704
3	0,1	0,00508922	0,02617750	0,19441200
4	0,125	0,00635018	0,04090211	0,15525312
5	0,15	0,00760188	0,05889950	0,12906527
6	0,175	0,00884396	0,08016870	0,11031687
7	0,2	0,01007640	0,10471000	0,09623150
8	0,225	0,01127760	0,13213800	0,08534714
9	0,25	0,01251300	0,16361000	0,07648066
10	0,275	0,01371780	0,19796800	0,06929302
11	0,3	0,01491410	0,23559800	0,06330317

Tabella (6.8) : Valore di energia di deformazione, area ed energia di deformazione media di ogni sezione considerata, $\gamma = 60^\circ$.

Rc (mm)	\bar{W}_{teor} (MJ/mm²)
0,05	0,383633
0,075	0,258256
0,1	0,195034
0,125	0,156865
0,15	0,131294
0,175	0,112955
0,2	0,099153
0,225	0,088385
0,25	0,079748
0,275	0,072664
0,3	0,066748

Tabella (6.9) : Energia teorica di deformazione media per ogni raggio critico considerato, $\gamma = 60^\circ$.

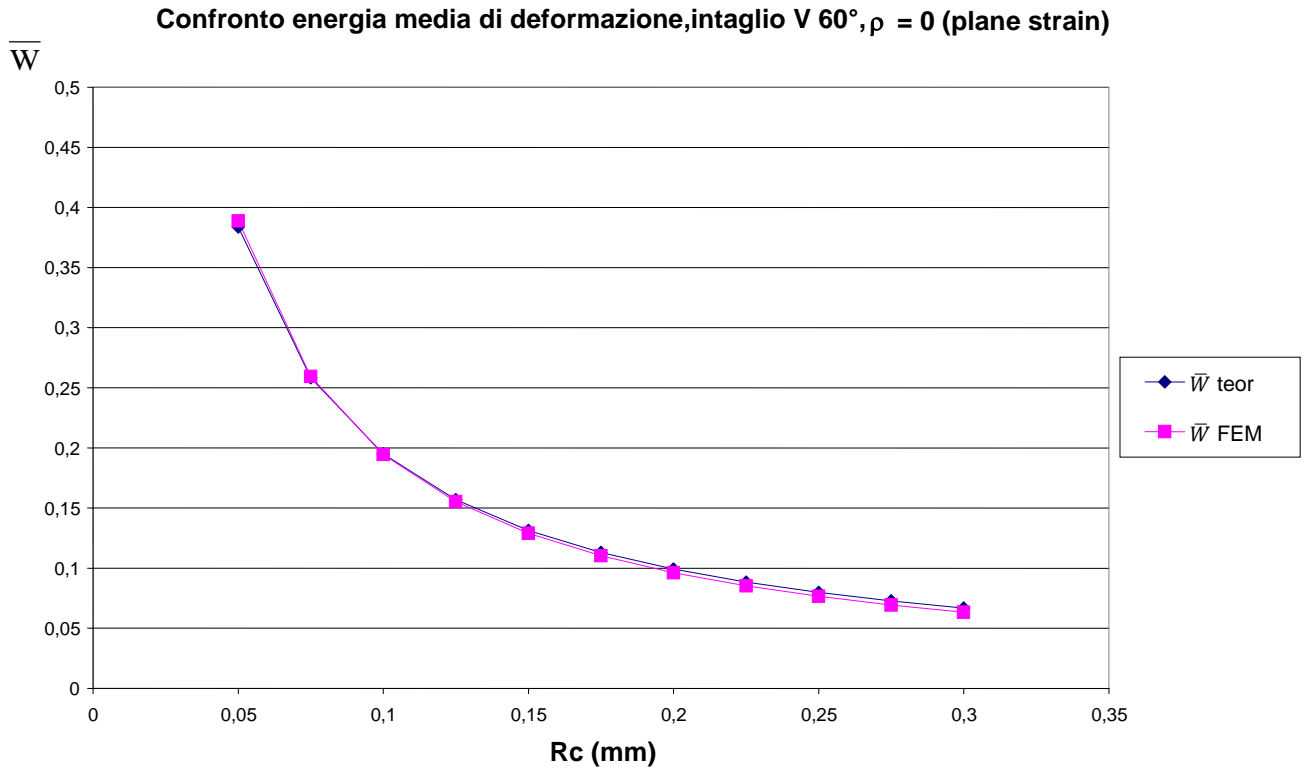


Grafico (6.6.2): Confronto tra i valori dell'energia di deformazione media, ottenuta dalla simulazione FEM e l'energia di deformazione media calcolata analiticamente, in relazione al raggio critico ($\gamma = 60^\circ$).

Si nota che anche in questo modello l'andamento della curva che descrive l'energia media teorica non si discosta dall'andamento dell'energia calcolata al FEM, ovvero per ogni diverso raggio critico considerato le due curve si sovrappongono denotando una chiara corrispondenza tra l'esito della simulazione al calcolatore e l'esito del calcolo analitico.

6.7 MODELLO CON ANGOLO D'APERTURA DELL'INTAGLIO $\gamma = 45^\circ$

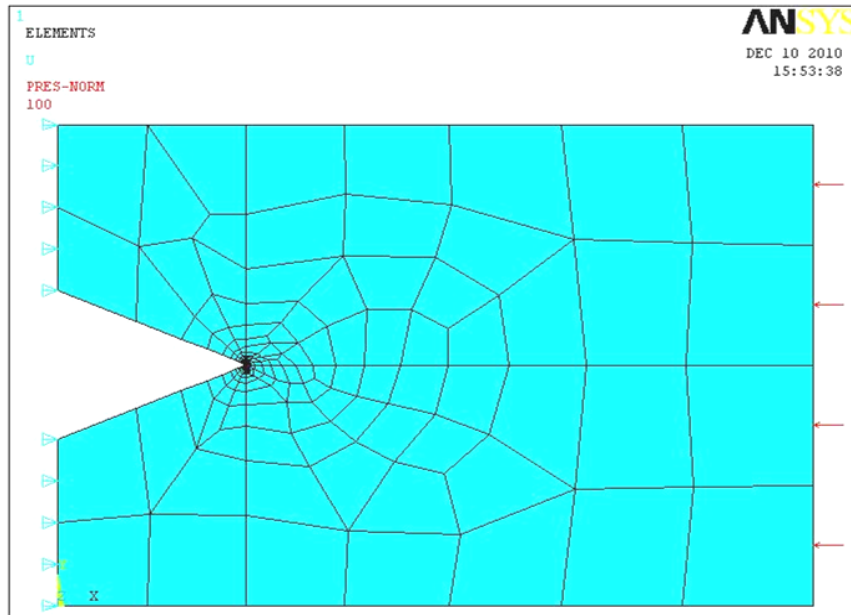


Figura (6.7.1): Immagine del modello riportante Mesh, vincoli di simmetria e carichi applicati, $\gamma = 45^\circ$.

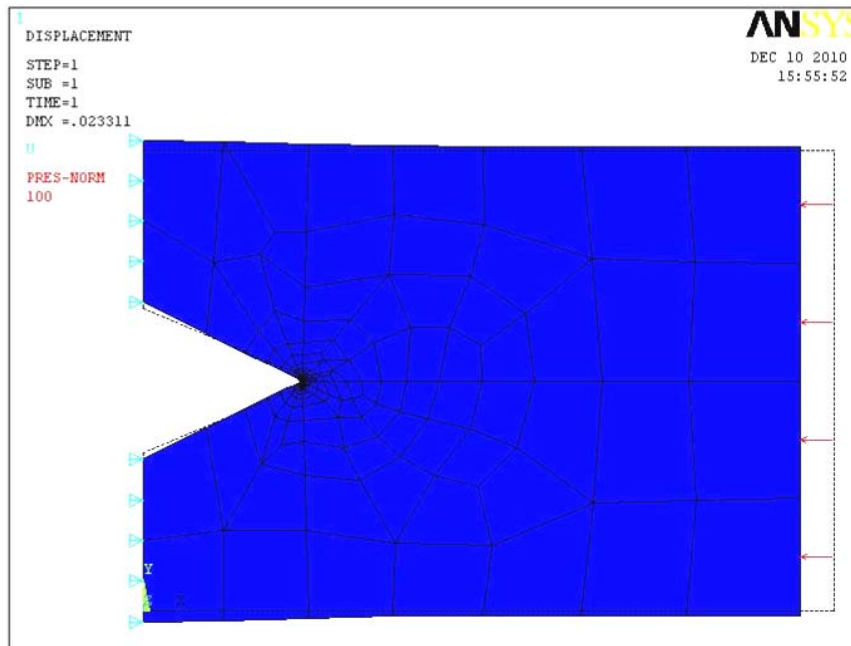


Figura (6.7.2): Deformata del modello con intaglio a V, $\gamma = 45^\circ$.

Circonferenza	Rc (mm)	SENE (MJ)	AREA (mm²)	\bar{W} (MJ/mm³)
1	0,05	0,00091138	0,00687190	0,13262446
2	0,075	0,00135188	0,01546180	0,08743355
3	0,1	0,00178644	0,02748760	0,06499076
4	0,125	0,00221714	0,04294930	0,05162226
5	0,15	0,00264576	0,06184710	0,04277905
6	0,175	0,00307393	0,08418070	0,03651585
7	0,2	0,00350320	0,10995000	0,03186176
8	0,225	0,00392604	0,13877000	0,02829171
9	0,25	0,00437079	0,17179700	0,02544160
10	0,275	0,00481186	0,20787500	0,02314785
11	0,3	0,00535962	0,24738800	0,02166483

Tabella (6.8) : Valore di energia di deformazione, area ed energia di deformazione media di ogni area considerata, $\gamma = 45^\circ$.

Rc (mm)	\overline{W}_{teor} (MJ/mm²)
0,05	0.131397
0,075	0,087954
0,1	0,066156
0,125	0,053043
0,15	0,044283
0,175	0,038015
0,2	0,033308
0,225	0,029642
0,25	0,026706
0,275	0,024301
0,3	0,022295

Tabella (6.9): Energia teorica di deformazione media per ogni raggio critico considerato, $\gamma = 45^\circ$.

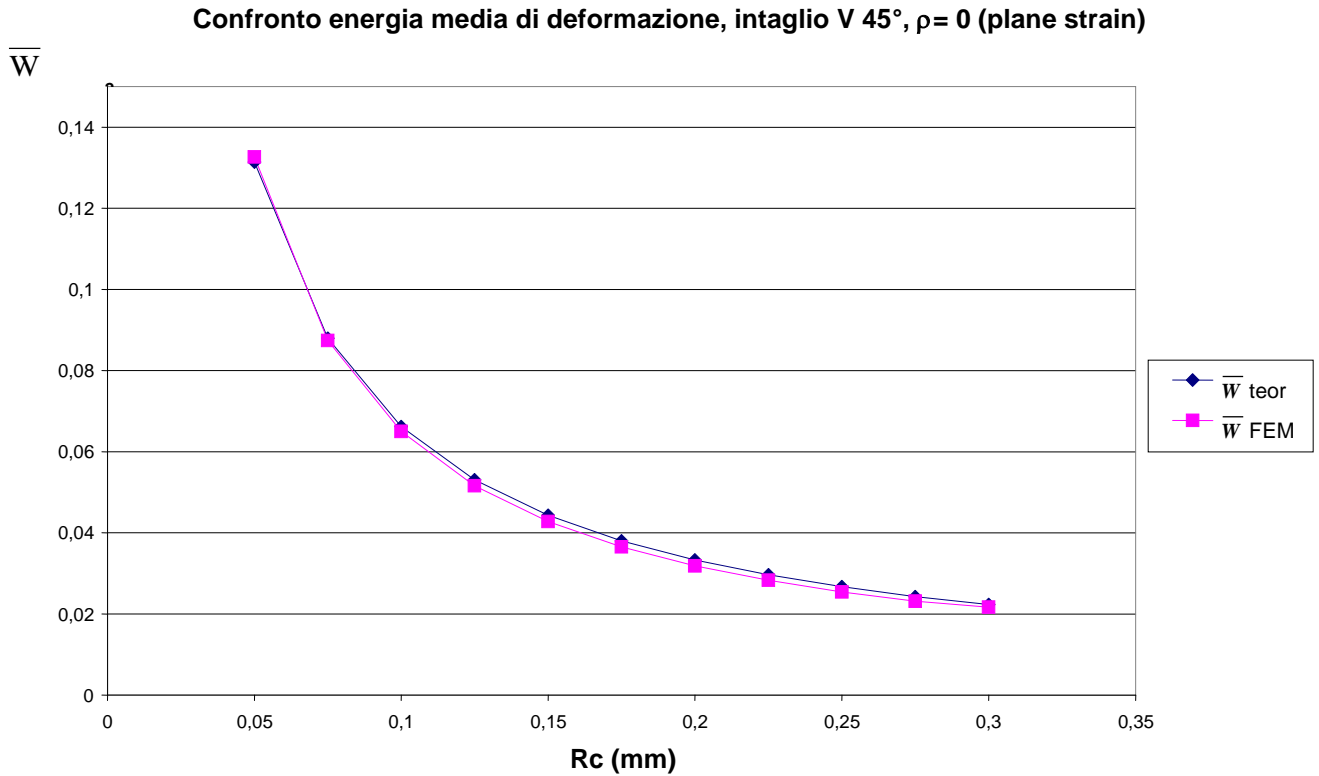


Grafico (6.7.3): Confronto tra i valori dell'energia di deformazione media, ottenuta dalla simulazione FEM e l'energia di deformazione media calcolata analiticamente, in relazione al raggio critico $\gamma = 45^\circ$).

Anche in questo modello di piastra l'andamento della curva che descrive l'energia media teorica non si discosta dall'andamento dell'energia calcolata al FEM: per ogni diverso raggio critico considerato le due curve sono molto vicine ed in alcuni punti si sovrappongono denotando una chiara corrispondenza tra l'esito della simulazione al calcolatore e l'esito del calcolo analitico.

6.8 MODELLO CON ANGOLO D'APERTURA DELL'INTAGLIO $\gamma = 15^\circ$

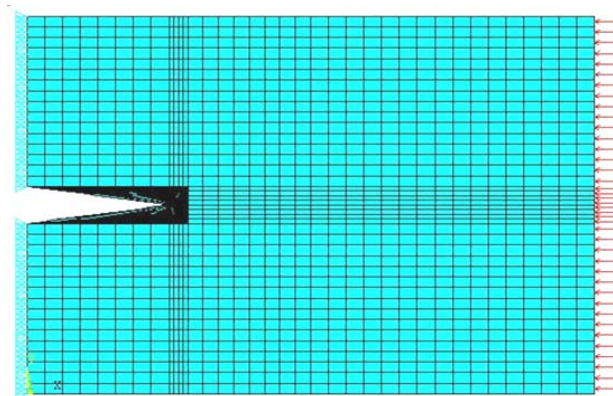


Figura (6.8.1): Immagine del modello riportante Mesh, vincoli di simmetria e carichi applicati, $\gamma = 15^\circ$.

In questo caso la Mesh è fitta in quanto è stato necessario plottare le tensioni lungo la bisettrice dell'intaglio al fine di ottenere il fattore di concentrazione delle tensioni K_I visto che in precedenza tale modello non era stato trattato.

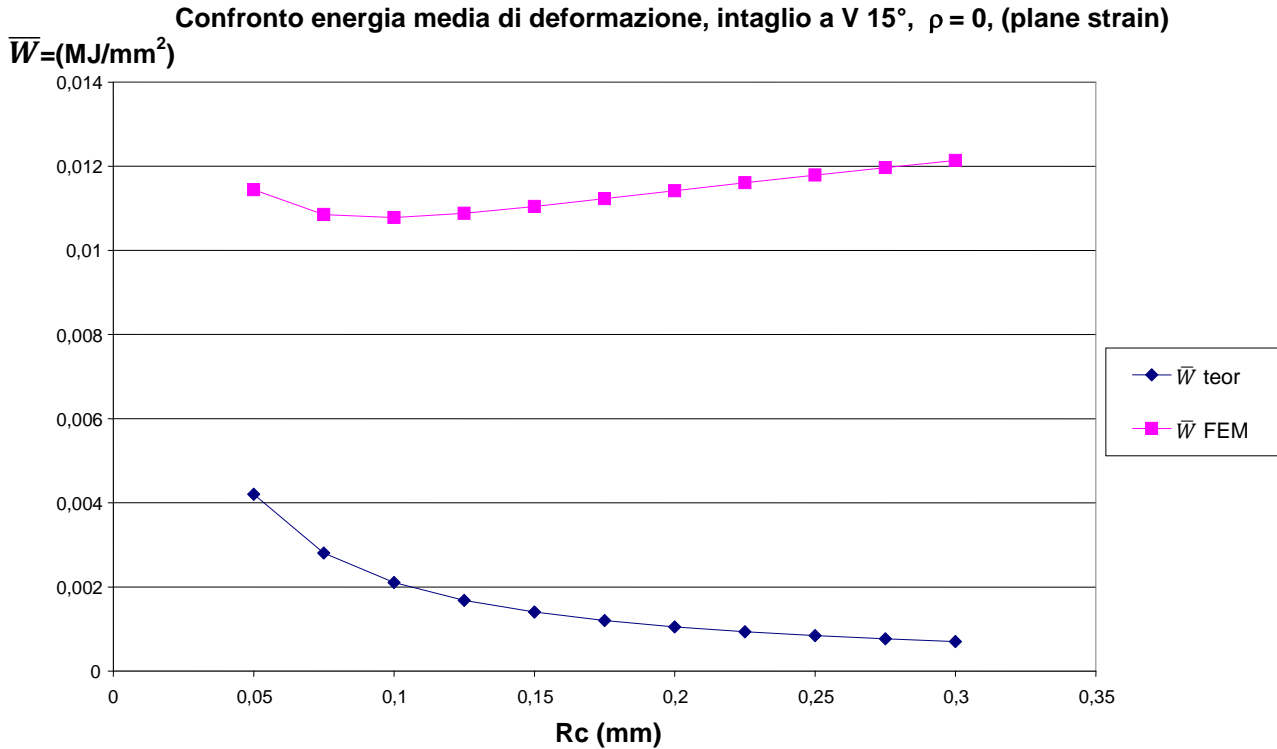
Circonferenza	Rc (mm)	SENE (MJ)	AREA (mm ²)	\bar{W} (MJ/mm ³)
1	0,05	0,00008616	0,00752884	0,01144443
2	0,075	0,00018380	0,01693990	0,01085030
3	0,1	0,00032473	0,03011540	0,01078295
4	0,125	0,00051206	0,04705530	0,01088207
5	0,15	0,00074828	0,06775960	0,01104308
6	0,175	0,00103269	0,09195575	0,01123029
7	0,2	0,00137534	0,12045600	0,01141778
8	0,225	0,00176947	0,15245300	0,01160666
9	0,25	0,00221918	0,18821500	0,01179066
10	0,275	0,00272550	0,22774200	0,01196749
11	0,3	0,00328925	0,27103300	0,01213598

Tabella (6.10) : Valore di energia di deformazione, area ed energia di deformazione media di ogni sezione considerata,

$$\gamma = 15^\circ.$$

Rc (mm)	\bar{W}_{teor} (MJ/mm ²)
0,05	0,004204
0,075	0,002803
0,1	0,002103
0,125	0,001682
0,15	0,001402
0,175	0,001202
0,2	0,001052
0,225	0,000935
0,25	0,000841
0,275	0,000765
0,3	0,000701

Tabella (6.11): Energia teorica di deformazione media per ogni raggio critico considerato, $\gamma = 15^\circ$.



Grafico(6.8.2): Confronto tra i valori dell'energia di deformazione media, ottenuta dalla simulazione FEM e l'energia di deformazione media calcolata analiticamente, in relazione al raggio critico ($\gamma = 15^\circ$).

6.9 OSSERVAZIONI SUL MODELLO CON APERTURA DELL' INTAGLIO $\gamma = 15^\circ$

Come si può notare nel grafico sopra riportato, in questo caso non c'è alcuna corrispondenza tra il valore dell'energia media calcolata in maniera analitica e l'energia media ottenuta dal FEM.

Vista la notevole differenza, in prima approssimazione si è ipotizzato che l'errore fosse insito nel modello generato agli elementi finiti, oppure derivasse da un'operazione errata in fase di acquisizione dei dati dal calcolatore. Tuttavia, dopo numerosi tentativi di ricostruzione del modello e di esecuzione passo-passo delle operazioni, si è arrivati alla conclusione che il modello fosse corretto e che conseguentemente lo fossero anche i dati in uscita dallo stesso.

Effettuando una osservazione approfondita per quanto riguarda il codice di calcolo agli elementi finiti, ogni volta che gli si richiede (circonferenza per circonferenza attorno all'apice) di restituire il valore della densità di energia di deformazione, questo va ad implementare l'espressione analitica dell'energia di deformazione (7) riportata a seguire, applicata in questo caso ad un materiale isotropo e lineare elastico, con riferimento alle componenti di tensione del sistema di riferimento polare visto in figura (5.1.1).

$$W(r,\theta) = \frac{1}{2E} (\sigma_{rr}^2 + \sigma_{\theta\theta}^2 + \sigma_{zz}^2 - 2\nu(\sigma_{rr}\sigma_{\theta\theta} + \sigma_{rr}\sigma_{zz} + \sigma_{\theta\theta}\sigma_{zz})) + 2(1+\nu)\sigma_{r\theta}^2 \quad (7)$$

Tale espressione viene integrata nell'area considerata e poi divisa per il valore della sezione descritta dal raggio critico attorno all'apice dell'intaglio ottenendo i dati dall'equazione (7), poi riportati nel grafico:

$$\bar{W} = \frac{SENE (MJ)}{AREA (mm^2)} \quad (8)$$

Esaminando l'espressione, si sono fatte le seguenti considerazioni:

- Il contributo del modulo di Young dipende dal materiale e resta invariato: $E=206'000$ MPa.
- Il coefficiente di Poisson è costante e per l'acciaio si assume $\nu = 0.3$.
- L'area all'interno della quale si va a calcolare l'energia, in questo lavoro di analisi, viene descritta da un raggio critico che si assume a partire da 0.05 mm e viene incrementato di volta in volta di 0.025 mm sino ad arrivare a 0.3 mm.
- Le tensioni σ_{rr} e $\sigma_{\theta\theta}$ sono le uniche variabili che cambiano all'interno del modello e che vengono prese in considerazione dal codice di calcolo (le σ_{zz} non sono presenti, le $\sigma_{r\theta}$ sono assolutamente trascurabili nel caso trattato).

Per quanto riguarda l'espressione analitica utilizzata nel calcolo teorico invece, riportata in (9), per il solo modo I si ha che:

$$W_1(r, \theta) = \frac{1}{2E} * \frac{K_I^2}{r^{2(1-\lambda_1)}} * (\tilde{\sigma}_{rr}^{2(1)} + \tilde{\sigma}_{\theta\theta}^{2(1)} + \tilde{\sigma}_{zz}^{2(1)} - 2\nu(\tilde{\sigma}_{rr}^{(1)}\tilde{\sigma}_{\theta\theta}^{(1)} + \tilde{\sigma}_{zz}^{(1)}\tilde{\sigma}_{\theta\theta}^{(1)} + \tilde{\sigma}_{rr}^{(1)}\tilde{\sigma}_{zz}^{(1)}) + 2(1+\nu)\tilde{\sigma}_{r\theta}^{2(1)}) \quad (9)$$

Per la quale si ingloba il contributo delle tensioni nell'espressione $I_1(\gamma)$ (si tralasciano in questo paragrafo i passaggi matematici i quali sono comunque presenti nel capitolo ()). Si assume costante per ogni diverso angolo di apertura dell'intaglio, come consultabile nella tabella ().

$$I_1(\gamma) = \int_{-\gamma}^{+\gamma} (\tilde{\sigma}_{rr}^{2(1)} + \tilde{\sigma}_{\theta\theta}^{2(1)} + \tilde{\sigma}_{zz}^{2(1)} - 2\nu(\tilde{\sigma}_{rr}^{(1)}\tilde{\sigma}_{\theta\theta}^{(1)} + \tilde{\sigma}_{zz}^{(1)}\tilde{\sigma}_{\theta\theta}^{(1)} + \tilde{\sigma}_{rr}^{(1)}\tilde{\sigma}_{zz}^{(1)}) + 2(1+\nu)\tilde{\sigma}_{r\theta}^{2(1)}) d\theta \quad (10)$$

L'espressione adottata nel calcolo analitico della densità di energia media (limitandosi al modo I), considerando già compreso il rapporto con l'area si esprime:

$$\bar{W} = \frac{1}{E} \left(\frac{I_1(\gamma)}{4\gamma\lambda_1} * \frac{K_I^2}{R^{2(1-\lambda_1)}} \right) = \frac{e_1}{E} * K_1^2 * R^{2(\lambda_1-1)} \quad (11)$$

Esaminando anche questa espressione, si sono fatte le seguenti considerazioni in relazione a quanto calcolato:

- Il contributo del modulo di Young dipende dal materiale e resta invariato: $E=206'000$ MPa.
- Il valore dell'integrale $I_1(\gamma)$ viene assunto costante (consultabile in tabella (6.3)) ed il suo valore cambia al solo variare dell'angolo di apertura dell'intaglio, per effetto dell'assunzione dello stesso.

- Il fattore di intensificazione delle tensioni K_I dipende dal tipo di sollecitazione, in quanto è funzione lineare della tensione nominale e della geometria della piastra; non dipende dal tipo di materiale purché esso lavori in campo lineare elastico quindi anch'esso, una volta determinate le tensioni $\sigma_{\theta\theta}$ lungo la bisettrice di cricca è facilmente calcolabile e non cambia.
- L'autovalore λ_1 è un valore costante che dipende dall'angolo di apertura dell'intaglio, quindi non cambia per uno stesso modello di piastra con un dato angolo di apertura γ .
- Il raggio R_c all'interno del quale si va a calcolare l'energia, in questo lavoro di analisi si assume a partire da 0.05 mm incrementando di volta in volta la dimensione di 0.025 mm sino ad arrivare a 0.3 mm.

Essendo quindi un problema riconducibile alle tensioni, per i modelli con intaglio di apertura 15° e 30° si è reso necessario creare una mesh fitta e strutturata al fine di ottenere dei risultati tensionali precisi e attendibili.

Entro una distanza di 0,3 mm dall'apice dell'intaglio, lungo la bisettrice dello stesso, si è notato che le tensioni σ_x cambiano il proprio segno, ovvero partendo da un valore positivo in prossimità dell'apice dell'intaglio queste assumono valore nullo e successivamente valore negativo. Tale comportamento si può notare in figura (6.9.1) nella quale si osserva un plottaggio diretto delle tensioni σ_x sul modello con apertura $\gamma = 30^\circ$ e $\gamma = 15^\circ$, lungo la bisettrice.

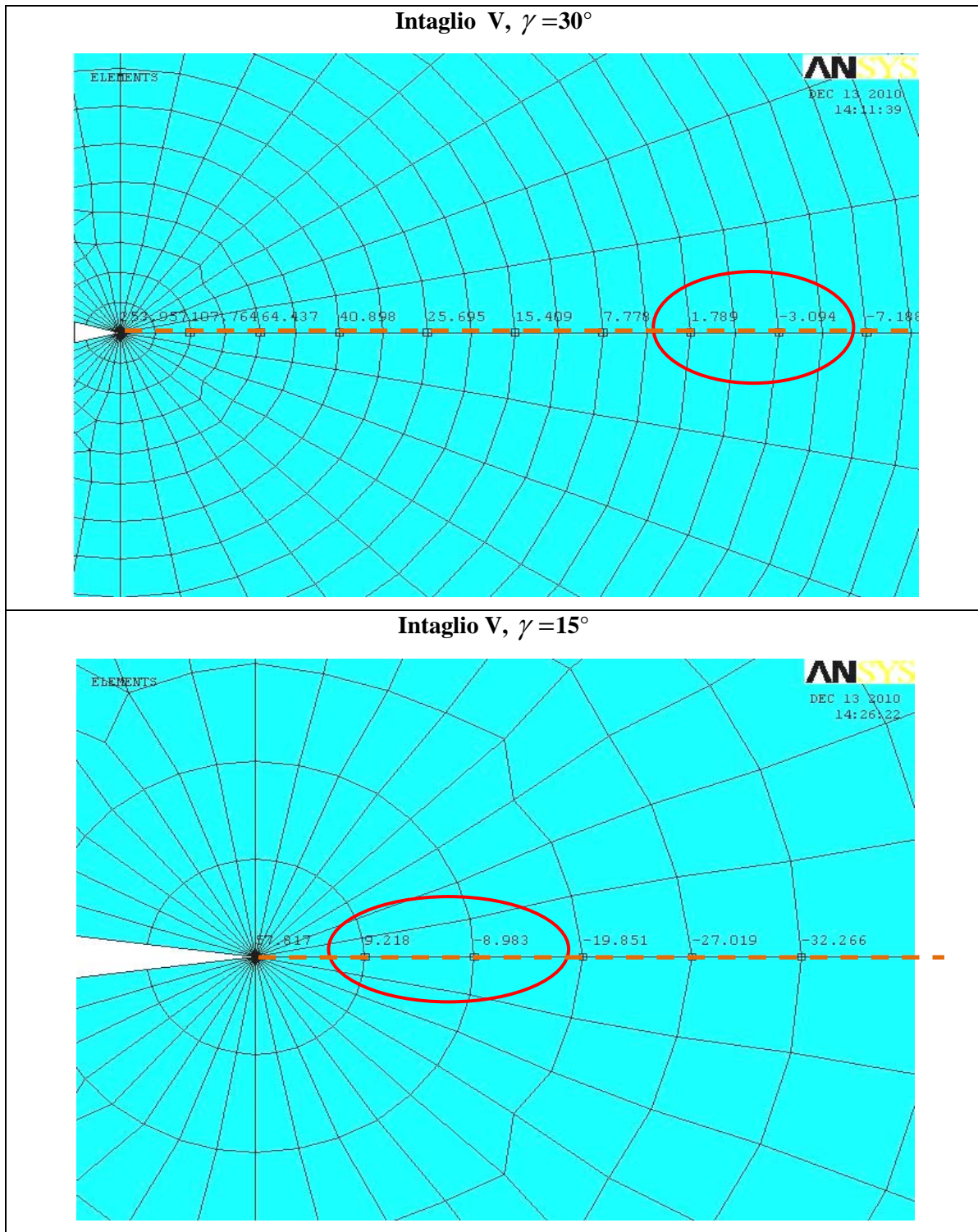


Figura (6.9.1): Plottaggio diretto delle tensioni σ_x sul modello con apertura $\gamma = 30^\circ$ e $\gamma = 15^\circ$, lungo la bisettrice.

Si vede nella figura (6.9.1) che in entrambe le geometrie il cambio di segno delle tensioni σ_x avviene all'interno la circonferenza più esterna di raggio critico $R_c = 0.3$ mm la quale è proprio la zona entro la quale si è calcolata l'energia di deformazione media.

Per tale motivo si diagramma la distanza dall'apice alla quale avviene il cambio di segno, in funzione del tipo di geometria considerata, grafico (6.9.2)

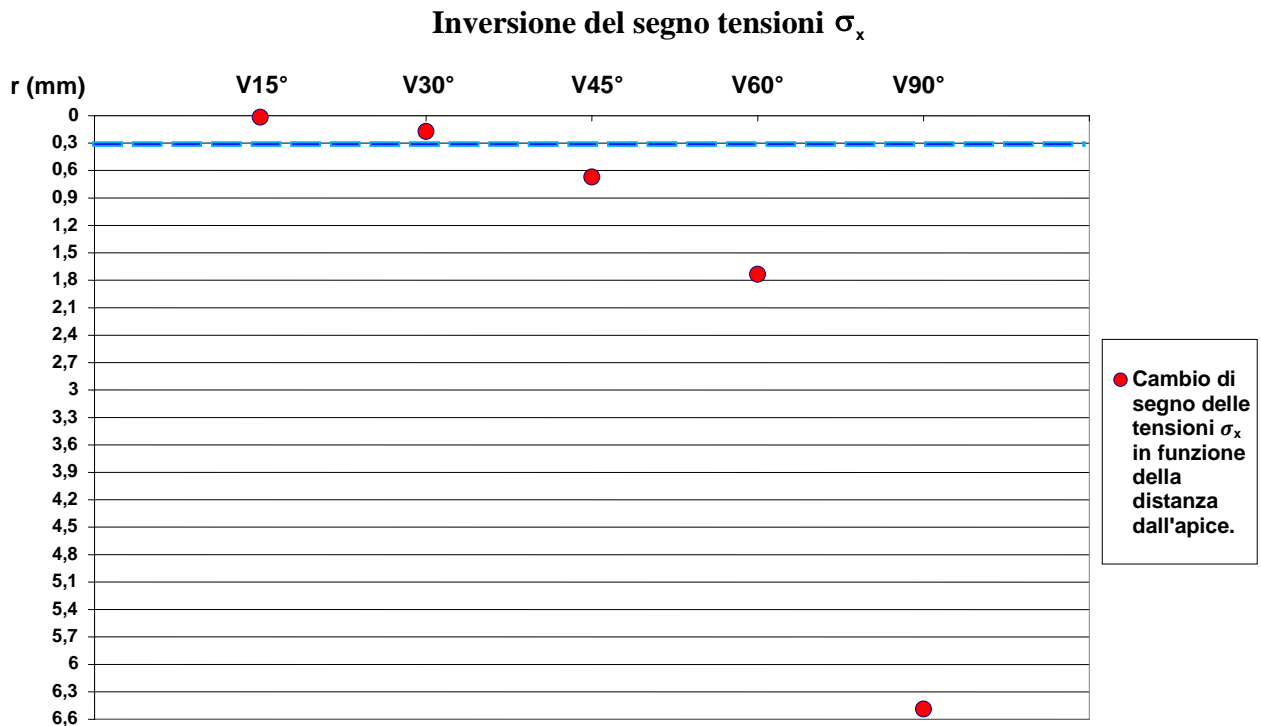


Grafico (6.9.2): Diagramma intuitivo riportante la distanza dall'apice alla quale avviene l'inversione del segno delle tensioni σ_x , lungo la bisettrice, in funzione del tipo di geometria considerata.

Osservando più precisamente tutti i modelli trattati, il fenomeno dell'inversione di segno si verifica, per ogni modello, alla rispettiva distanza dall'apice riportata in tabella (6.12):

	V15°	V30°	V45°	V60°	V90°
r (mm)	0,01600	0,17125	0,67023	1,73410	6,48820
σ_x (Mpa)	-1,7028	-0,0009	-0,0563	-0,1269	-0,0724

Tabella (6.12): Distanza dall'apice alla quale avviene l'inversione del segno delle tensioni σ_x , in funzione del tipo di geometria considerata.

Si riportano i grafici delle tensioni al fine di rendere più chiara ed immediata la comprensione dello stato tensionale del componente in relazione distanza dall'apice, grafico (6.9.3) e grafico (6.9.4).

Tensioni nel modello con intaglio V15° lungo la bisettrice (plane strain)

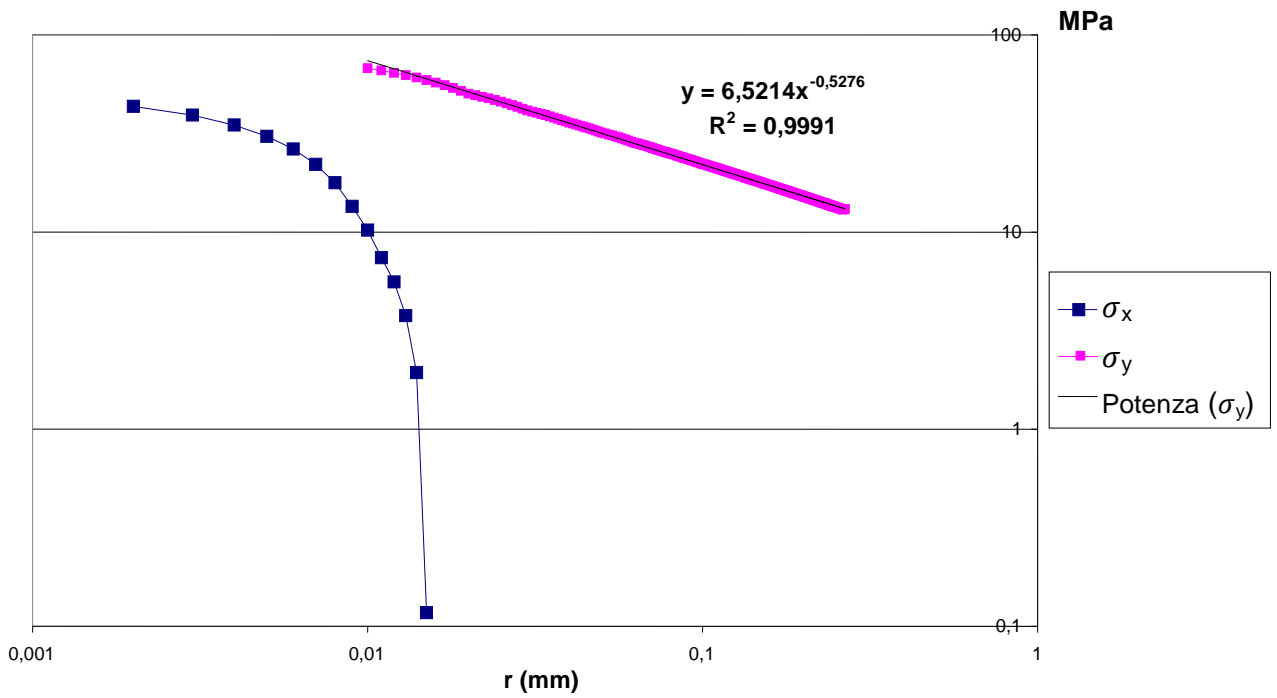


Grafico (6.9.3): Tensioni σ_x e σ_y ricavate lungo la bisettrice, riportate in scala doppia logaritmica, angolo di apertura $\gamma = 15^\circ$

Tensioni nel modello con intaglio V30° lungo la bisettrice (plane strain)

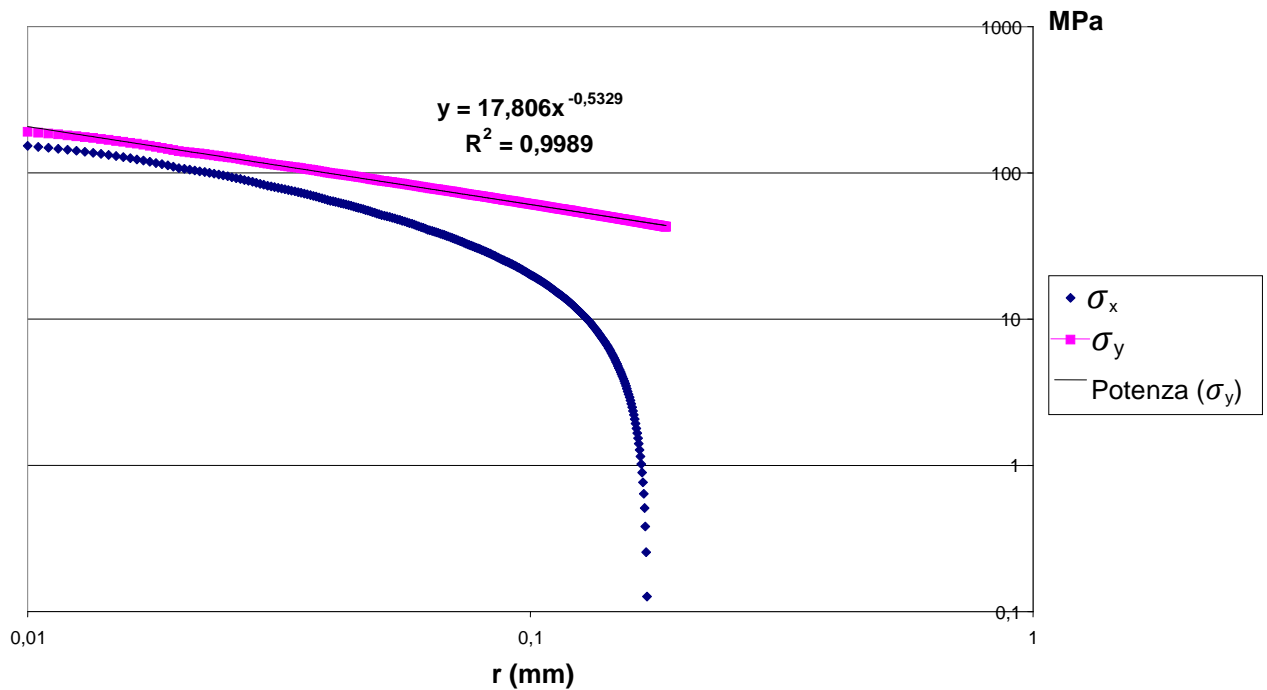


Grafico (6.9.4): Tensioni σ_x e σ_y ricavate lungo la bisettrice riportate in scala doppia logaritmica, angolo di apertura $\gamma = 30^\circ$.

Risulta quindi intuitivo affermare che, viste le considerazioni effettuate in precedenza, non è casuale il fatto di ottenere una mancata corrispondenza nei grafici riportanti l'energia di deformazione media teorica con l'energia di deformazione media ricavata al FEM nei modelli con angolo di apertura dell'intaglio $\gamma = 15^\circ$ e $\gamma = 30^\circ$. In particolar modo, tale incongruenza si nota in modo marcato per il caso con angolo più acuto, come visibile in figura (6.9.5), per il quale l'inversione avviene in termini di distanza dall'apice molto prima rispetto al caso con apertura $\gamma=30^\circ$.

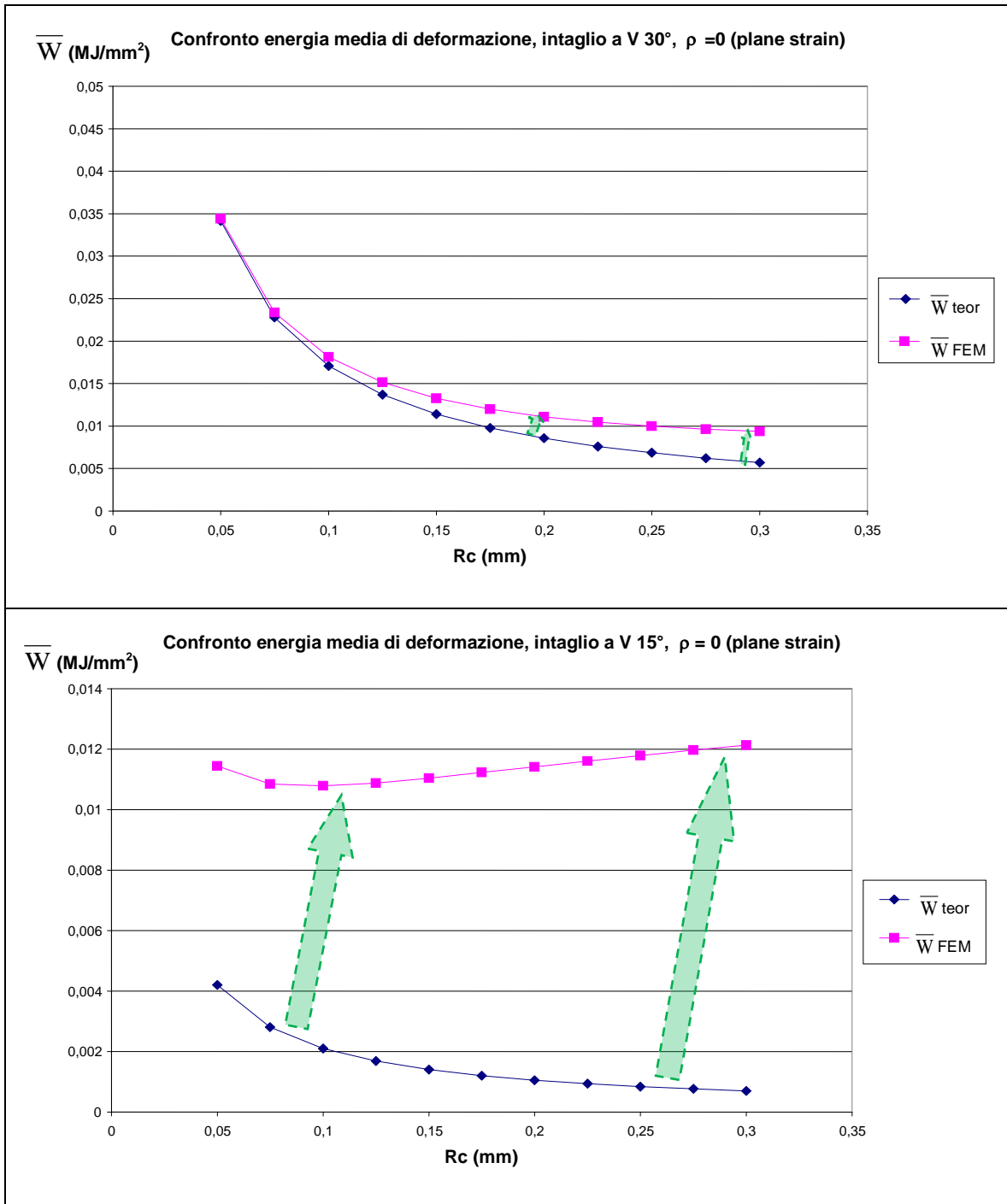


Figura (6.9.5): Incongruenze evidenziate tra calcolo teorico e valore ottenuto dalla simulazione FEM.

6.10 CONSIDERAZIONI FINALI SULLA TRATTAZIONE

In conclusione, il cambio di segno delle tensioni σ_x è il responsabile della mancata corrispondenza tra il calcolo teorico e la simulazione al calcolatore. Nella equazione analitica sviluppata il termine che considera il contributo delle tensioni è il valore dell'intergale $I_1(\gamma)$ il quale viene considerato costante ed è tabulato nel caso di piastra con intaglio a V non raccordato, soggetta a sollecitazione di modo I. Nel caso analizzato invece, la piastra è certamente sollecitata a modo I nella zona dell'intaglio, ma tale effetto è conseguenza di una sollecitazione di compressione applicata sul bordo laterale, quindi è una sollecitazione indotta e non diretta di opening mode. Per il modello studiato quindi, con tale configurazione dei carichi applicati ed un intaglio centrale di forma romboidale, nel caso in cui si ha un angolo di apertura γ al di sotto di un certo valore (approssimativamente sotto i $35-40^\circ$) le tensioni σ_x (σ_{rr} nel caso di coordinate polari) denotano una inversione del segno, quindi il valore dell'integrale $I_1(\gamma)$, preso costante da tabella, non è più valido. Basta osservare l'espressione (13) nella quale il termine moltiplicativo al coefficiente di Poisson anziché essere sottrattivo, per effetto della negatività del segno, diventa sommatorio incrementando quindi il valore finale della densità di energia nel caso del calcolo effettuato dal programma di simulazione agli elementi finiti (l'effetto del termine tensionale elevata al quadrato chiaramente non risente del cambio di segno).

$$I_1(\gamma) = \int_{-\gamma}^{+\gamma} \left(\tilde{\sigma}_{rr}^{2(1)} + \tilde{\sigma}_{\theta\theta}^{2(1)} - 2\nu \left(\tilde{\sigma}_{rr}^{(1)} \tilde{\sigma}_{\theta\theta}^{(1)} \right) + 2(1 + \nu) \tilde{\sigma}_{r\theta}^{2(1)} \right) d\theta \quad (13)$$

Questo giustifica il fatto che nel grafico dell'energia per intagli con $\gamma = 15^\circ$ e 30° l'andamento derivante dalla simulazione numerica si discosti dall'andamento teorico, andando ad evidenziare un aumento dell'energia di deformazione media all'allontanarsi dall'apice, mentre la curva derivante dal calcolo analitico rispecchia un sviluppo del tutto simile ai modelli con angolo di apertura $\gamma = 45^\circ, 60^\circ, 90^\circ$, casi in cui non si verificava una inversione del segno delle tensioni σ_x entro una distanza di 0.3mm dall'apice, lungo la bisettrice.

Capitolo 7

APPROFONDIMENTO DELLO STUDIO: MODELLI CON DIVERSO ANGOLO DI APERTURA, IN TENSIONE PIANA

Al fine di approfondire ciò che è stato fino ad ora studiato e trovare una ulteriore conferma di quanto affermato, si scelto di modificare lo stato di sollecitazione dei quattro modelli principali con intaglio a V non raccordato, ovvero con un angolo di apertura $\gamma = 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ, 90^\circ$.

Lo stato di sollecitazione preso in considerazione è di tensione piana (verrà trattato il solo caso statico), ciò comporta quindi, in riferimento alle coordinate polari capitolo [5], che per le tensioni si trascuri del tutto il contributo σ_z : $\sigma_z^{(1)} = \sigma_z^{(2)} = 0$

7.1 CONDIZIONI APPLICATE ALLO STUDIO

Mantenendo del tutto inalterate le geometrie dei modelli, i carichi applicati e tutte le condizioni al contorno (tranne appunto lo stato di sollecitazione) si è effettuato lo studio in maniera identica a quanto esposto nei paragrafi precedenti.

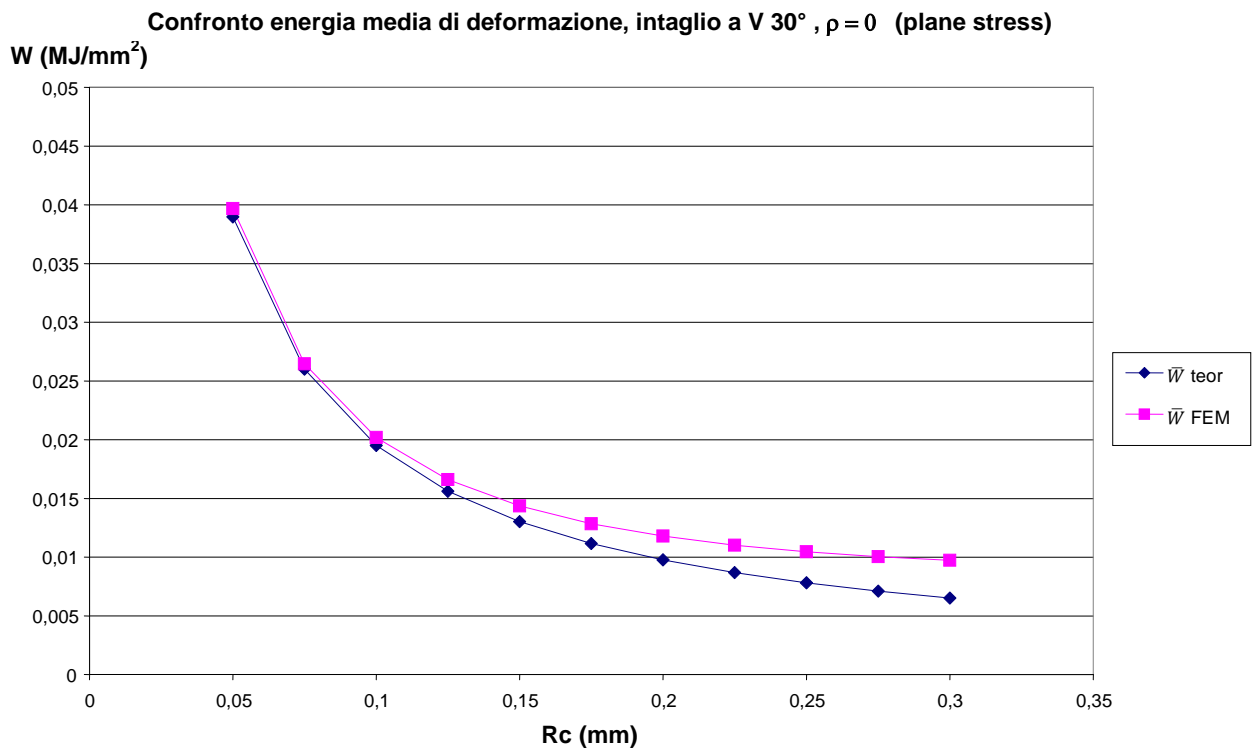
Pur mantenendo la stessa procedura, alcuni dei parametri utilizzati cambiano ($I_1(\gamma)$ ed e_1), a tal proposito si riportano nella tabella (7.1) tutti i valori utili all'analisi:

Apertura dell'intaglio	λ_1	γ	$I_1(\text{Plane stress})$	e_1	K_I	E (MPa)
15°	0,5002	3,010693	1,0216	0,1695941	17,6	206'000
30°	0,501	2,878333	1,0108	0,1752372	49,4	206'000
45°	0,505	2,7475	0,9918	0,1787043	96,9	206'000
60°	0,512	2,616667	0,9642	0,1799239	168	206'000
90°	0,544	2,355	0,8826	0,1722321	421,5	206'000

Tabella (7.1): Valori necessari ad effettuare il calcolo analitico dell'energia al variare dell'angolo dell'intaglio γ .

7.2 ESITO DELLE ANALISI FEM

In modo del tutto analogo a quanto fatto in precedenza, si sono ricavati dal modello in Ansys i valori dell'energia di deformazione ed i valori delle corrispondenti aree. Sono stati poi eseguiti i rapporti tra le due grandezze per ogni diverso raggio critico, ottenendo i valori dell'energia di deformazione media. L'esito di tali operazioni è stato messo in relazione con i risultati dell'applicazione delle espressioni di origine analitica, diagrammando i risultati derivanti dai diversi approcci (per tutti e quattro i modelli citati) al fine di ottenere un confronto diretto tra simulazione numerica agli elementi finiti e calcolo teorico.



Grafico(7.1.1): Confronto tra i valori dell'energia di deformazione media, ottenuta dalla simulazione FEM e l'energia di deformazione media calcolata analiticamente, in relazione al raggio critico ($\gamma = 30^\circ$).

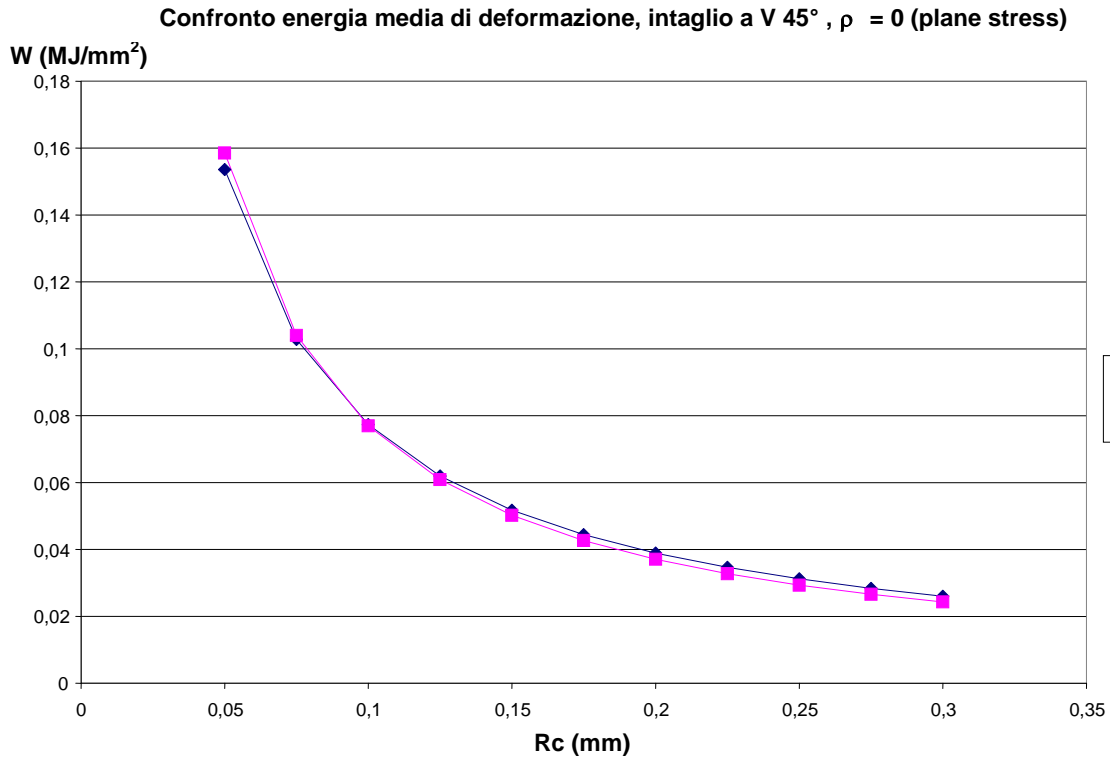


Grafico (7.1.2): Confronto tra i valori dell'energia di deformazione media, ottenuta dalla simulazione FEM e l'energia di deformazione media calcolata analiticamente, in relazione al raggio critico ($\gamma = 45^\circ$).

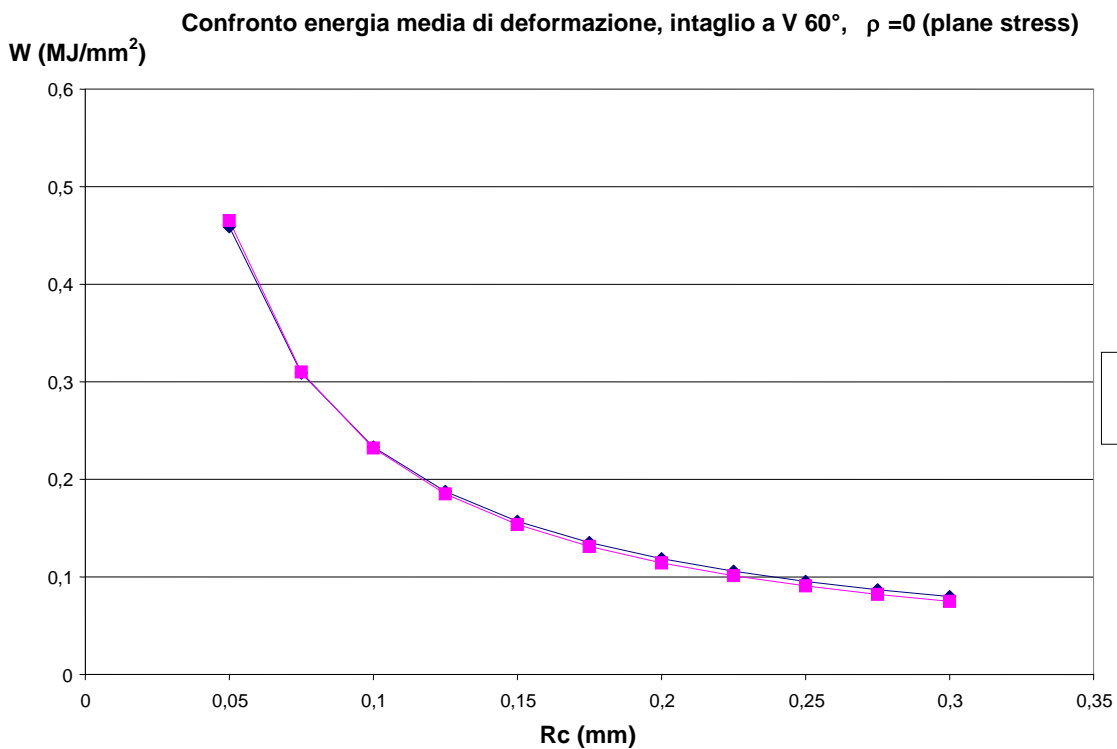


Grafico (7.1.2): Confronto tra i valori dell'energia di deformazione media, ottenuta dalla simulazione FEM e l'energia di deformazione media calcolata analiticamente, in relazione al raggio critico ($\gamma = 60^\circ$).

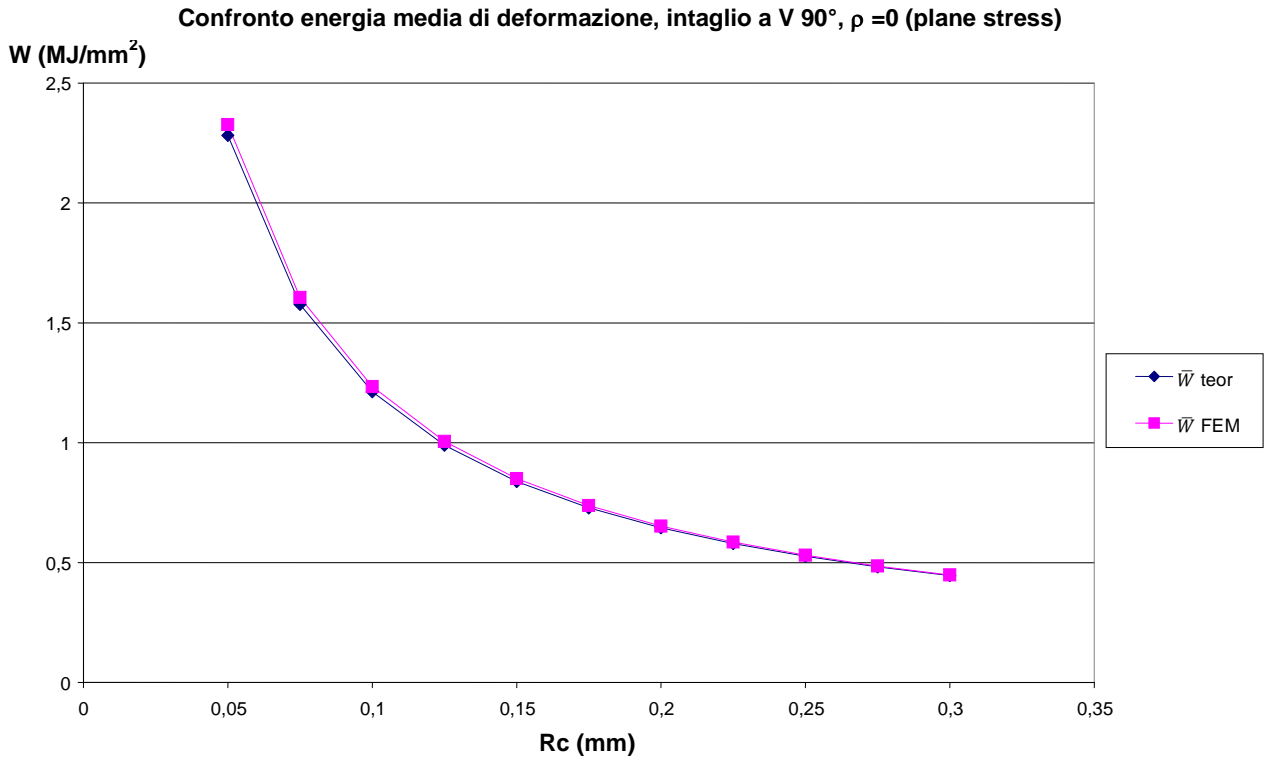


Grafico (7.1.3): Confronto tra i valori dell'energia di deformazione media, ottenuta dalla simulazione FEM e l'energia di deformazione media calcolata analiticamente, in relazione al raggio critico ($\gamma = 90^\circ$).

7.3 CONSIDERAZIONI SULL'ESITO DELLE ANALISI

Per quanto riguarda il modello con angolo di apertura di 30° , si nota come l'andamento della curva che descrive l'energia media teorica si discosta dall'andamento dell'energia calcolata al FEM, tanto più quanto il raggio critico R_c considerato aumenta. Infatti, per le aree circoscritte da un raggio R_c di 0.05 mm ed il successivo di 0.075 mm, i punti nel grafico si sovrappongono, mentre per valori maggiori del raggio le curve si distanziano denotando una differenza nei dati, in modo del tutto analogo a quanto visto nel caso di sollecitazione di plane strain.

In tutti gli altri tre modelli, diversamente dal caso precedentemente trattato, si nota come l'andamento della curva che descrive l'energia media teorica non si discosta dall'andamento dell'energia calcolata al FEM; ovvero per ogni diverso raggio critico considerato le due curve si sovrappongono denotando una corrispondenza indiscutibile tra l'esito della simulazione al calcolatore e l'esito del calcolo analitico.

Con ciò si può affermare che per lo stato di sollecitazione di tensione piana l'esito dell'analisi di confronto tra l'energia media teorica e l'energia calcolata al FEM rispecchia pienamente quanto messo in luce dallo studio dei componenti in stato di deformazione piana trattato in precedenza. Questo giustifica positivamente lo studio fin qui effettuato.

Capitolo 8

AZIENDA: OFFICINE MECCANICHE ZANETTI



8.1 INTRODUZIONE

Le Officine Meccaniche Zanetti sono un complesso industriale che da quarant'anni opera nel settore delle lavorazioni meccaniche. Si tratta di un'azienda flessibile e altamente specializzata dove maestranze e personale tecnico progettano e costruiscono macchine, gruppi assemblati, automazioni e singoli componenti per l'industria siderurgica, navale, idroelettrica, petrolifera e per le grandi opere strutturali.

L'azienda si estende su un complesso produttivo di 10'000 metri quadrati, suddiviso in reparti dotati di moderni e sofisticati macchinari attrezzati con mezzi di sollevamento di diverse carature (capacità di carico da 5 a 40 tonnellate.). Addetti specializzati si alternano su due turni in aree di lavoro improntate alla flessibilità e alla razionalità d'utilizzo: ogni zona di lavoro ha la propria capacità e tipologia produttiva in grado di soddisfare con precisione, puntualità e garanzia di qualità qualsiasi richiesta della Committenza. Investimenti finanziari effettuati negli ultimi anni hanno portato i reparti di Fresatura-Alesatura, Tornitura, Carpenteria, Rettifica e Montaggio a livelli di eccellenza tecnologica e produttiva e con il passare del tempo l'azienda si è man mano indirizzata verso lavorazioni di componenti di sempre maggiori dimensioni, incrementando contemporaneamente gli standard qualitativi certificati con sistema di qualità fin dal 1997.

8.2 AMBITI PRODUTTIVI

Siderurgia



Le OMZ sono da sempre partner dei maggiori gruppi siderurgici europei con la produzione di particolari, attrezzature, gruppi, macchine ed impianti per la produzione di semilavorati in acciaio,

alluminio, zinco, lavorazione lamiere e tubi. Prodotti di particolare interesse sono gli impianti completi per la laminazione dell'alluminio, con particolare riferimento ai rulli caster e alle camicie in acciaio speciale.

Navale



Linee d'assi, timoni, idrogetti, parti strutturali e funzionali di scafi, boccole di supporto sono solo alcuni dei particolari che le OMZ producono per il settore navale. Tra i committenti si annoverano prestigiosi cantieri navali e produttori di sistemi di trasmissione del mondo. L'attività nel settore non si ferma alla sola produzione, ma comprende i collaudi con enti di registro, il montaggio di sottogruppi e prove varie di funzionamento.

Energia



La produzione comprende grossi alberi turbina per impianti idroelettrici e turbogas, alberi per generatori eolici, casse turbina e compressori per impianti a gas, rotor e statori per grossi motori e trasformatori elettrici.

Civile



In collaborazione con aziende leader del settore le OMZ hanno realizzato sistemi idraulici di ritenzione, di sostegno e di movimentazione per ponti e paratie presenti in alcune delle più imponenti opere civili. Si tratta di manufatti sempre di grandi dimensioni ai quali è demandata non solo la funzione di movimentare pesanti strutture, ma anche la garanzia e la sicurezza per la struttura stessa, per gli operatori e per gli utenti utilizzatori.

Assemblati



Oltre alla produzione di singoli componenti, prototipi, o piccole serie,

le OMZ sono in grado di realizzare, assemblare e collaudare gruppi assemblati da impiegare nella produzione di laminati in acciaio ed alluminio, impianti di spianatura e di verniciatura. La consegna di tali gruppi è sempre preceduta da prove di funzionamento, prove di tenuta, collaudi completi in presenza degli utilizzatori finali.

8.3 QUALITA' AZIENDALE

La qualità è un aspetto strategico, sia per la complessità delle lavorazioni che richiedono un costante controllo e monitoraggio; sia come strumento per migliorare le performance aziendali.

Anche la qualità ha sempre avuto grande rilievo alle Officine Meccaniche Zanetti; la certificazione ISO 9001-2000, che ha richiesto l'avvento della gestione aziendale organizzata per processi, è venuta a modificare la funzione classica del Servizio Assicurazione Qualità. La qualità, come la sicurezza, sono diventate le linee guida di tutti i processi aziendali.

In questo contesto l'azione del Servizio di Assicurazione Qualità è di aiuto all'implementazione delle azioni correttive sui processi con lo scopo di favorire un ciclo virtuoso che porti al miglioramento continuo. Tuttavia non si abbandonano le funzioni specifiche di controllo e si mantengono all'interno dell'azienda risorse in termini di attrezzature e personale per verificare la qualità del prodotto sia in fase di preparazione commessa che durante il ciclo produttivo. Rilevante è il numero e la qualità della strumentazione per i controlli dimensionali con la presenza di una sala metrologica dedicata alla taratura e alla verifica degli strumenti di misura aziendali. La buona dotazione di apparecchi per i controlli non distruttivi con relativo personale certificato al II° e III° livello EN473 ed inoltre la presenza di attrezzature e strumenti diversi per la verifica delle caratteristiche dei materiali metallici (durezza, magnetismo residuo, repliche in campo ecc.); nonché recentemente l'acquisto di un microscopio metallografico, completano le possibilità delle Officine Meccaniche Zanetti di realizzare prodotti e lavorazioni qualitativamente certificati.

Officine Meccaniche Zanetti Srl,
Via del Progresso, 40/42
36100 Vicenza (VI) Italy

info@officinezanetti.com

Capitolo 9

STUDIO DEL PROCESSO NELL'AMBITO D'IMPIEGO DEI RULLI DI LAMINAZIONE: LO ZINCO ED IL TWIN-ROLL CASTING

Lo studio che si effettua sulla modifica e sulla progettazione dei rulli di laminazione nasce dall'applicazione degli stessi all'interno di un macchinario che consente di effettuare la laminazione dello Zinco, o meglio della lega di Zinco, trasformando il materiale dallo stato liquido direttamente allo stato solido sottoforma di laminato. Tale processo prende il nome di "Twin-roll casting" ed è compreso nella famiglia dei processi di laminazione continua.

A seguire verranno quindi approfonditi entrambi gli argomenti, ovvero le leghe di alluminio ed i loro impieghi principali, nonché il processo di laminazione Twin-roll del quale fanno parte, con ruolo fondamentale, i rulli studiati.

9.1 MATERIALE LAMINATO: LEGA DI ZINCO

Il laminato di Zinco può avere diverse applicazioni, ma il campo di impiego principale è il settore dell'edilizia nel quale ha una lunghissima tradizione tanto da renderlo, a livello europeo, il materiale non ferroso per copertura e rivestimento di maggiore utilizzo.

Le caratteristiche chimico-fisiche che lo contraddistinguono consentono un'ottima lavorabilità e saldabilità, nonché la resistenza alla corrosione per effetto di agenti atmosferici la quale permette l'abbattimento dei costi di manutenzione e di ripristino. Non è trascurabile anche l'aspetto estetico in quanto viene sfruttato per valorizzare l'architettura degli edifici nei contesti più diversi.

Lo Zinco presenta il proprio punto di fusione alla temperatura di 419°C, lo stato di ebollizione a 970°C ed il suo limite di ricristallizzazione, importante per la tecnica della saldobrasatura ad esempio, corrisponde a 300 °C. Alla temperatura di 20°C presenta una massa volumica di 7140 Kg/m³ circa, assumendo una struttura a reticolo esagonale compatto ($a_0 = 2,66$ nm; $c_0 = 0,494$ nm). La sua resistenza a trazione si aggira sui 170 Mpa con un allungamento massimo del 40%.

Esposta all'aria umida, la superficie dello Zinco denota un fenomeno di auto - passivazione per effetto della formazione di un sottilissimo strato di carbonato di calcio basico che

comporta una positiva resistenza alle sostanze organiche, agli idrocarburi ed anche all'acqua marina. Tra gli elementi che costituiscono le principali impurezze nello Zinco o che si ritrovano nelle sue leghe, il ferro è praticamente insolubile (0,003% a 420°C) ed il piombo è del tutto insolubile. Si presenta resistente alla combustione ed alle fiamme libere ed è insensibile agli effetti dei raggi ultravioletti.

L'aspetto naturale del laminato consiste in un colore grigio, lucido per effetto della laminazione, omogeneo e brillante. Sotto l'azione degli agenti atmosferici la superficie si ricopre dello strato protettivo che rimane stabile nel tempo e conferisce un naturale invecchiamento con un gradevole aspetto estetico color grigio ardesia.

Tuttavia il processo di ossidazione può cambiare in modo non uniforme le coordinate cromatiche della superficie con conseguenti aree di differenti tonalità di grigio, ma questo è solo un processo transitorio che si conclude con una colorazione omogenea su tutta la superficie. Il suo naturale aspetto può comunque essere variato grazie a specifici trattamenti superficiali.

9.2 PROCESSO DI COLATA TWIN-ROLL CASTING

I cilindri oggetto dello studio sono impiegati in un impianto di colata continua dello Zinco del tipo "Twin-roll casting". Questa tipologia di processo di colata viene largamente impiegata nell'industria della produzione di laminati e di coil in lega leggera in quanto consente di ottenere in maniera rapida e con costi relativamente contenuti un prodotto di buona qualità che non necessita di ulteriori lavorazioni per raggiungere lo stato finale voluto (prodotto near net shape), il tutto in maniera continua. Il processo prevede che il metallo allo stato inizialmente liquido solidifichi direttamente a contatto con i due cilindri di laminazione. Infatti, tali cilindri sono posti in rotazione e sono opportunamente raffreddati in modo che l'azione di raffreddamento (quindi la solidificazione) in concomitanza con l'azione di compressione degli stessi sul metallo appena solidificato, comporti la laminazione della lega in modo da ottenere in un unico passaggio un prodotto molto vicino alle specifiche di progetto finali.

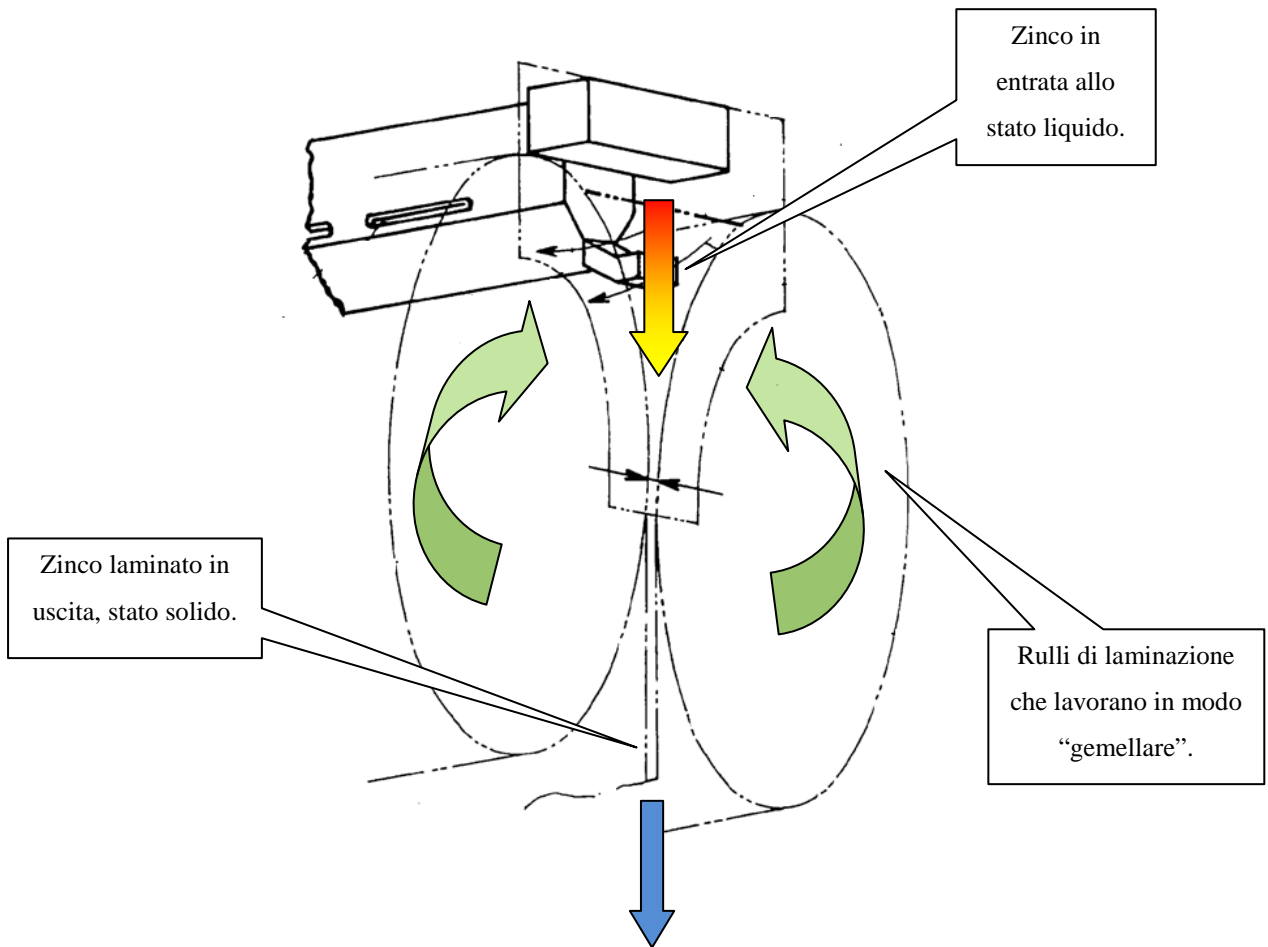


Figura (9.1): Esempio schematico del un processo Twin-roll casting.

Nelle applicazioni pratiche esistono diverse configurazioni per quanto riguarda la modalità con cui il metallo liquido viene a contatto con la superficie del cilindro e l'immediata laminazione del prodotto stesso. Le configurazioni più comuni sono il Twin-roll caster orizzontale, Twin-roll caster verticale, Twin-roll caster inclinato ed il Twin-roll caster verticale con caricamento del metallo liquido dal basso verso l'alto (in figura (9.1) sono riportati alcuni schemi d'esempio).

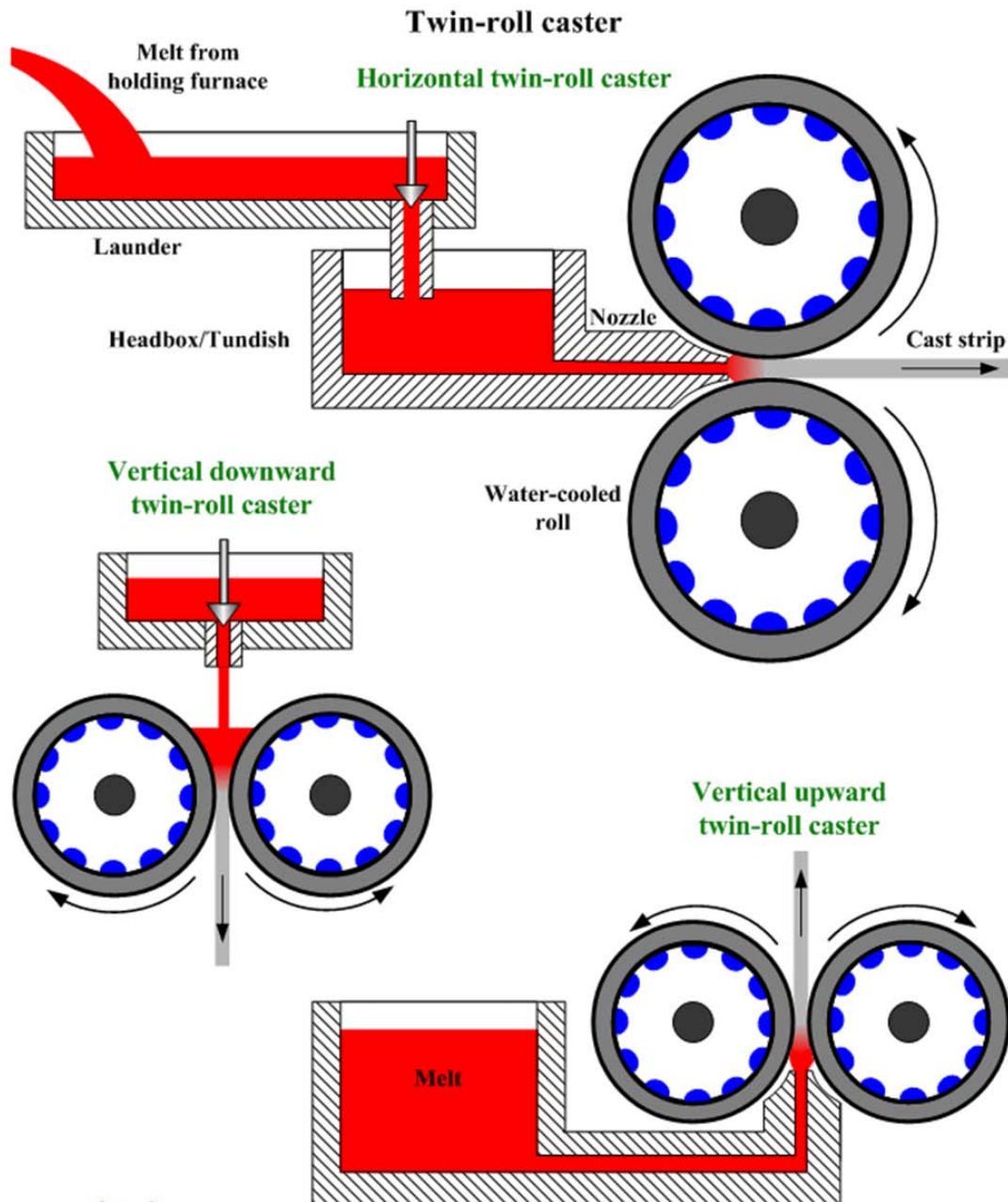
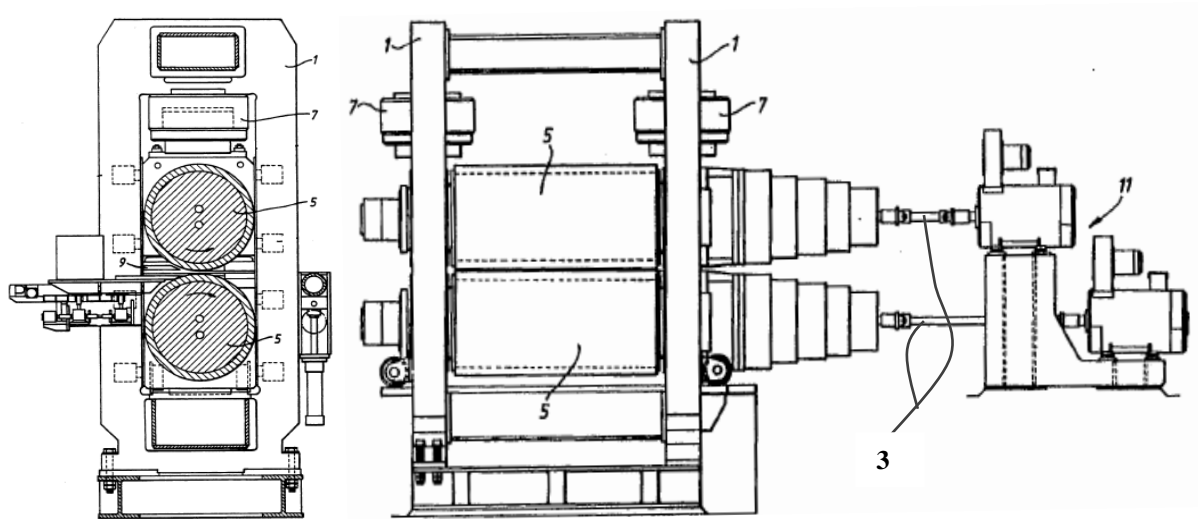


Figura (9.2): Schema di sistemi di laminazione Twin-roll caster orizzontale, verticale, verticale con alimentazione dal fondo.

La modalità con cui viene alimentato il sistema è certamente l'elemento discriminante di un processo rispetto ad un altro, inoltre ne influenza direttamente gli sforzi del processo di laminazione e quindi la buona qualità del prodotto finito.

Il macchinario nella sua completezza dei componenti è di discrete dimensioni e può essere schematizzato in maniera semplificata come riportato in figura (9.2).



- 1: Struttura di sostegno
- 3: Alberi di trasmissione collegati tramite giunti cardanici
- 5: Rulli di laminazione
- 7: Smorzatori di compensazione
- 9: Ugello per il liquido in ingresso
- 11: Attuatori collegati ai rulli tramite alberi di trasmissione

Figura (9.3): Schema semplificato di un laminatoio Twin-roll caster orizzontale [7].

Gli alberi di trasmissione sono essenziali al fine di trasferire la coppia dai motori ai cilindri di laminazione, allo stesso tempo però questi rappresentano anche un punto critico del sistema in quanto maggiore è il diametro dei cilindri e maggiore dovrà essere l'angolo dei giunti cardanici in fase di lavoro. Infatti, tali giunti hanno un limite all'escursione in fase di movimento e questo di conseguenza limita i diametri dei cilindri che possono essere montati nel laminatoio

Effettuando un'analisi più accurata del fenomeno si nota che l'alimentazione del fuso influenza la dimensione della lamina in ingresso e quindi l'angolo di laminazione il quale è un

parametro fondamentale al fine di determinare la distribuzione degli sforzi e la conseguente deformazione dei cilindri in fase di utilizzo.

Il metallo allo stato liquido, appena uscito dall'ugello (figura (9.4)) viene a contatto direttamente con la superficie raffreddata dei cilindri, in questo modo il metallo solidifica molto rapidamente e viene immediatamente laminato, figura (9.5).

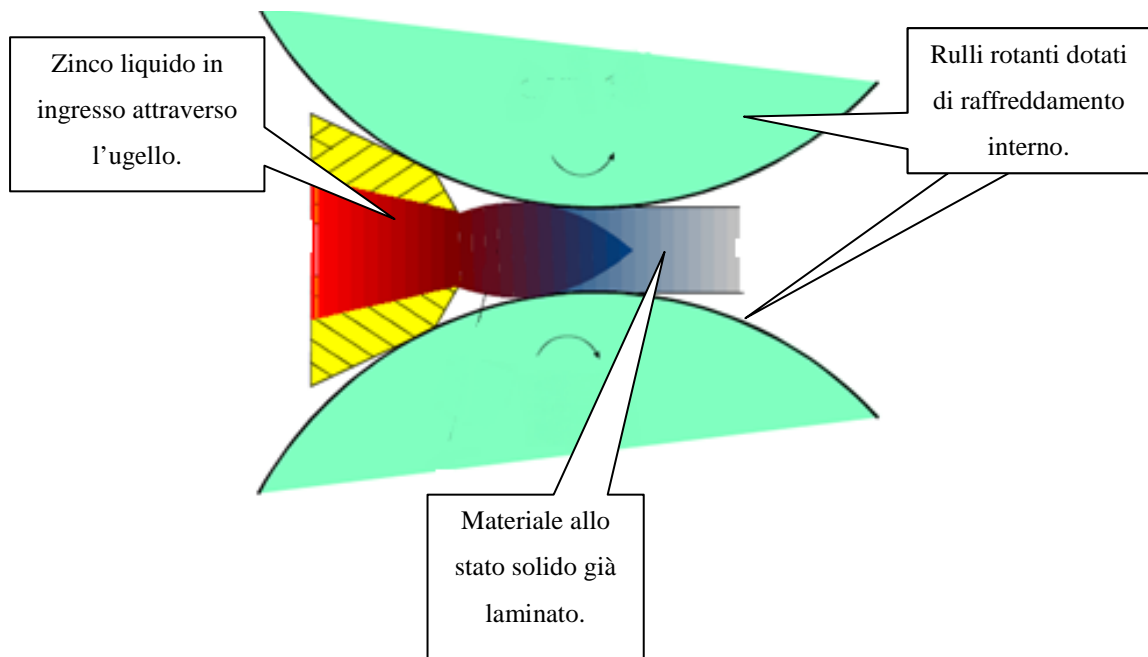


Figura (9.4): Processo di solidificazione in un sistema con alimentazione orizzontale.

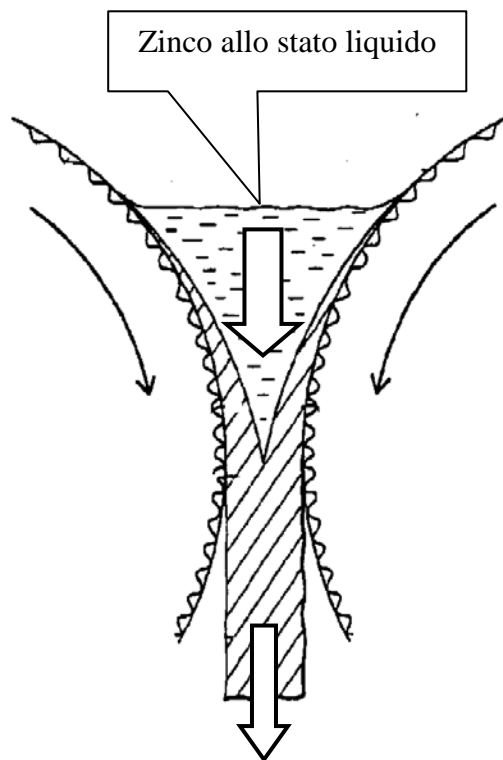


Figura (9.5): Rappresentazione schematica della solidificazione quasi istantanea del fuso a contatto con i rulli [8].

In questo processo è fondamentale il contributo del coefficiente di scambio termico il quale deve essere adeguato al fine di assicurare che il metallo arrivi già completamente solidificato nella zona di laminazione. Nel caso in cui lo scambio termico non fosse sufficiente, ovvero che l'asportazione del calore fosse sotto il limite minimo, si avrebbe che la lega di Zinco in questione arriverebbe nella zona di laminazione presentando ancora una frazione di liquido, compromettendo così la buona riuscita del processo e quindi del prodotto finale.

Come evidenziato più volte in precedenza, il metallo solidifica immediatamente prima di arrivare nella zona di laminazione perciò assume fondamentale importanza la regolazione nel migliore dei modi della quantità di lega da introdurre nei rulli di laminazione. In base alla quantità di lega processata quindi si ottiene lo spessore della lamina da processare: a parità di velocità di rotazione dei cilindri, un aumento della quantità di lega processata comporta un aumento del rapporto di laminazione. Ciò induce conseguentemente l'aumento degli sforzi di laminazione e dell'angolo di laminazione.

La conoscenza di tali valori è di assoluta importanza al fine di rappresentare nel migliore dei modi le condizioni operative del sistema.

Il vantaggio del processo di twin-roll casting e dei processi di colata continua dei laminati in generale è insito nella riduzione del numero delle operazioni da effettuare, con una conseguente riduzione dei costi di produzione ed un aumento dell'efficienza del processo. Il tutto viene anche arricchito da una buona qualità del prodotto finito, molto vicino alla forma finale cercata.

Il processo relativo al caso studiato segue gli stessi principi ampiamente descritti in precedenza, ma presenta delle piccole differenze, in particolare la gabbia di laminazione non è in posizione orizzontale, ma è inclinata di 15° rispetto all'asse verticale come visibile in figura (9.6).

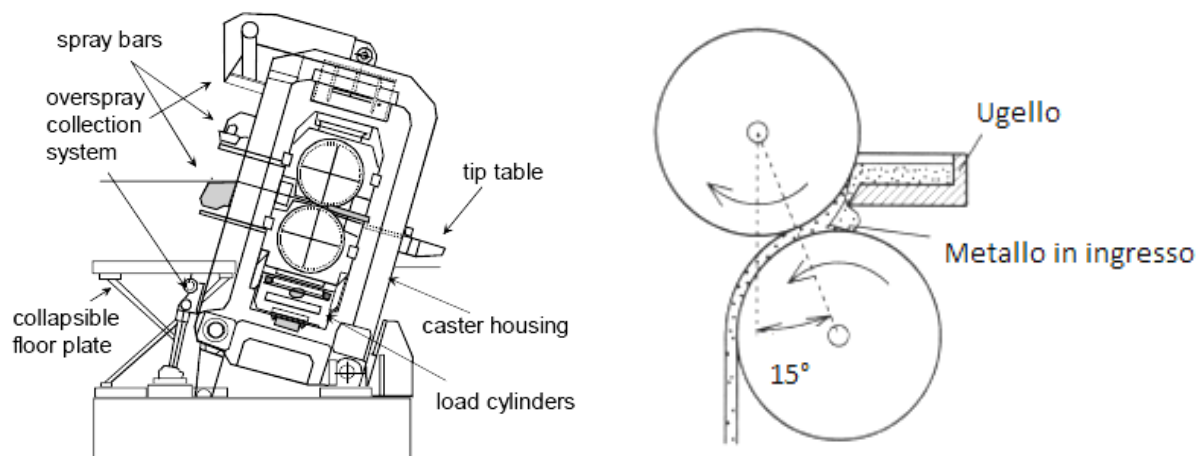


Figura (9.6): Particolare del processo di laminazione e schema della gabbia di laminazione inclinata.

Con questa configurazione cambiano le modalità con cui il metallo liquido giunge sulla superficie dei cilindri di laminazione. Tale conformazione presenta il vantaggio di indurre una minor turbolenza dello Zinco liquido con un conseguente miglioramento del prodotto dal punto di vista prettamente metallurgico, riducendo la quantità di gas intrappolato nella lega solidificata e quindi di impurità che potrebbero compromettere il componente solidificato. L'eventuale presenza di gas residuo è negativa perché impedisce di poter effettuare eventuali trattamenti termici successivi, per questo tale processo è largamente diffuso e preferito ad altre modalità di laminazione.

I fattori che influenzano maggiormente l'impiego di queste apparecchiature sono la conformazione della gabbia di laminazione e le dimensioni dei cilindri.

La prestazione più importante richiesta a queste apparecchiature è la capacità di rispettare le tolleranze dimensionali imposte e volute nel laminato finale, ancor più se richieste da normativa. Ciò che influisce maggiormente su tale fenomeno è la rigidità dell'assieme composto da gabbia e cilindri di laminazione, in figura (9.7) viene riportato lo schema, a titolo esplicativo, della deformata relativa ai carichi di flessione (non in scala proporzionata alle dimensioni dei rulli) dei cilindri in corso d'opera.

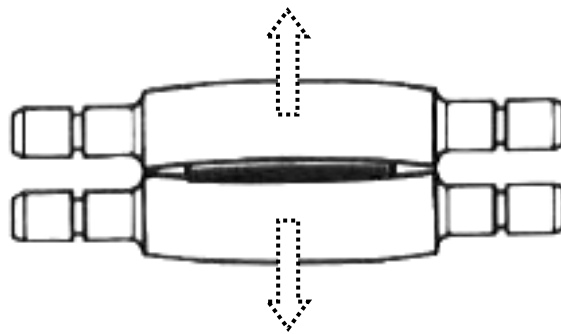


Figura (9.7): Schema della deformazione dei cilindri di laminazione in fase di lavorazione.

Al fine di ridurre la freccia della deformazione dovuta al momento flettente, si impiegano dei contro cilindri i quali hanno il compito di sorreggere e limitare lo spostamento dei rulli di laminazione. Oltre ai contro cilindri vengono impiegati anche tre elementi di controspinta che permettono di regolare lo sforzo e quindi lo spostamento dei cilindri durante la fase di lavoro. Tuttavia i cilindri di spinta non hanno alcuna funzione strutturale per effetto dell'esiguo diametro degli stessi, essendo la loro funzione primaria quella di fare esclusivamente da ponte tra il sistema di controspinta ed i cilindri di laminazione veri e propri.

9.3 PROCESSO DI LAMINAZIONE

Nella trattazione di un processo di laminazione standard sono generalmente noti lo spessore della lamina H e la riduzione dello spessore della stessa, quindi conseguentemente si possono ricavare gli angoli di laminazione e le pressioni di laminazione.

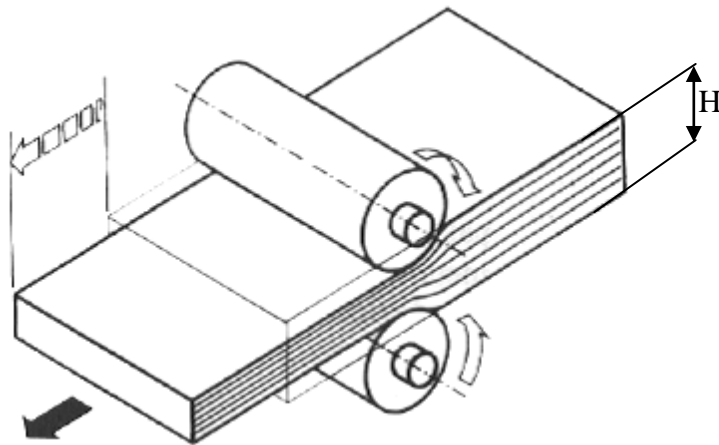


Figura (9.8): Schema del processo di laminazione.

Del processo trattato, ovvero il “twin-roll casting”, purtroppo non si è del tutto a conoscenza delle condizioni operative, in particolar modo non è noto lo spessore iniziale H della lamina. Il metallo inizialmente è allo stato liquido, perciò non ha uno spessore quantificabile, ma solidifica progressivamente nella zona di laminazione all'interno della quale si può avere la presenza concomitante di metallo solido e di metallo liquido. Nel caso in esame si è a conoscenza del fatto che il metallo arriva nella zona di laminazione già completamente solidificato, però non è noto lo spessore della lamina, solidificata a contatto con il cilindro, prima di essere laminata.

Questo dato, come si vedrà in seguito, è importante per valutare l'arco di contatto e per determinare la pressione agente nella zona di lavoro.

Il profilo della pressione che si sviluppa lungo l'arco di laminazione non è costante, ma presenta un valore crescente che assume il valore massimo in corrispondenza del cosiddetto “punto neutro di laminazione”, come si può notare in figura (9.9).

Nel caso trattato non è possibile ricondursi al profilo reale di pressione a causa della mancanza dei dati operativi, quindi per le analisi si utilizzerà una pressione media agente lungo l'arco di contatto tra il materiale laminato (lo Zinco) ed i cilindri di laminazione.

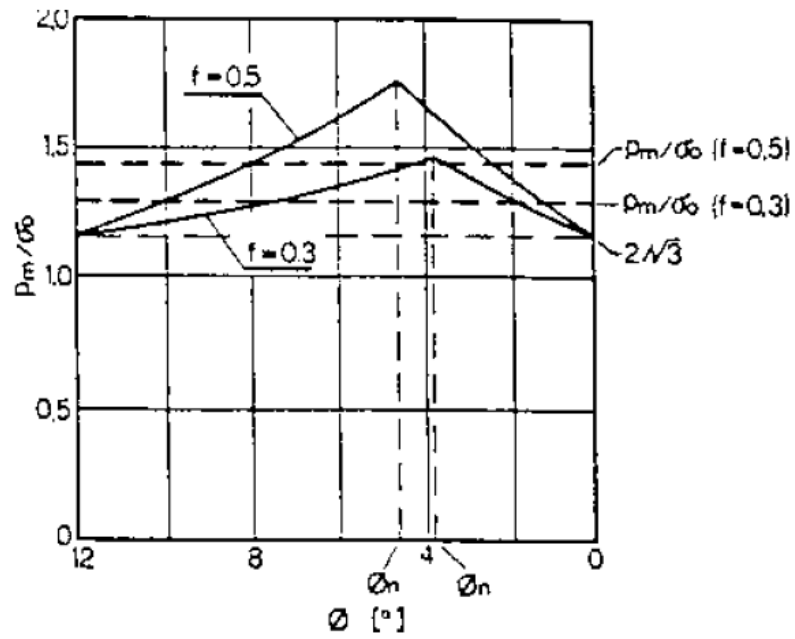


Figura (9.9): Andamento delle tensioni che si sviluppano lungo l'arco di contatto tra il laminato ed il cilindro.

Lo schema adottato per effettuare il calcolo della pressione di laminazione P_m è riportato in figura (9.10):

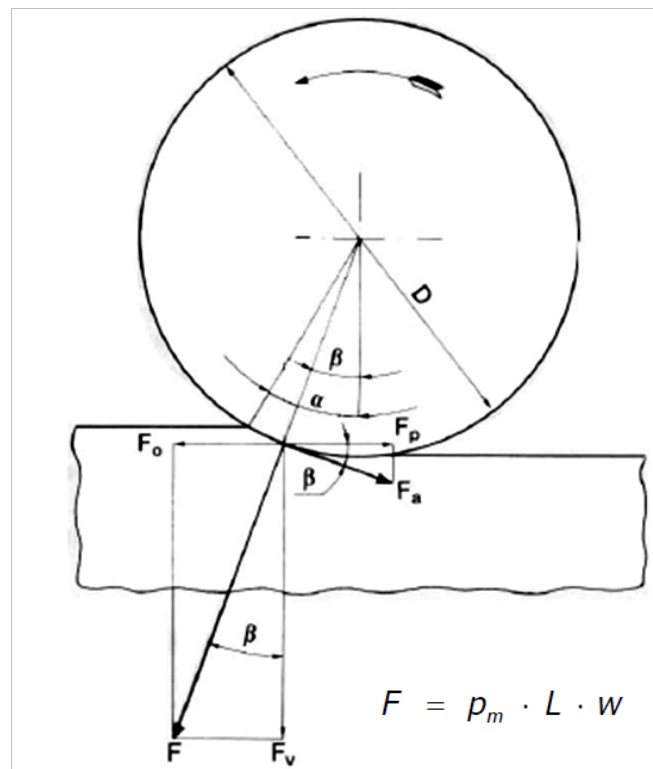


Figura (9.10) : Schema riconducibile al calcolo della pressione media P_m .

$$P_m = \frac{F}{L * W} \longrightarrow L = \frac{\alpha * \pi * D / 2}{180} \quad (1)$$

Nella quale i fattori utili al calcolo si esprimono come:

F = forza compressiva agente sui cilindri

L = lunghezza arco di contatto

W = larghezza laminato = W₀ = larghezza tavola

D = diametro del rullo

α = angolo di laminazione

Riferendosi allo schema in figura (9.11) si è in grado di stimare l'angolo di laminazione:

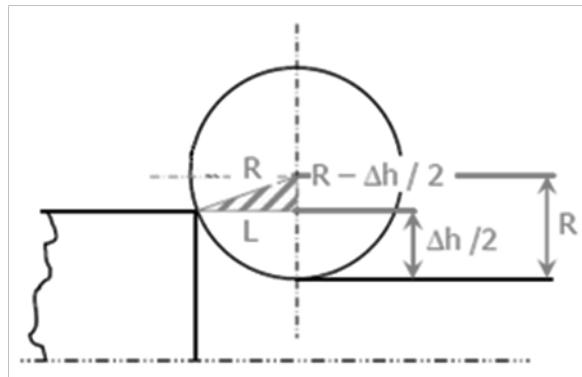


Figura (9.11): schema del processo di laminazione utile al fine di calcolare l'angolo α .

$$L = \sqrt{R^2 - \left(R - \frac{\Delta h}{2}\right)^2} \rightarrow L \cong \sqrt{R * \Delta h} \quad (2)$$

$$\tan \alpha \cong \frac{L}{R} \rightarrow \tan \alpha \cong \frac{\sqrt{R * \Delta h}}{R} \quad (3)$$

Δh = quota di riduzione dello spessore

L = lunghezza derivante dalla proiezione dell'arco di contatto sull'asse di laminazione.

Capitolo 10**INTRODUZIONE AL CASO AZIENDALE**

In questo capitolo si introduce il caso aziendale trattato in questa tesi, ovvero la riprogettazione di un rullo per la laminazione “Twin Roll Casting” dello Zinco. Inizialmente si espongono le problematiche sorte nel rullo originale e poi si procede allo studio delle condizioni operative e dei vincoli che il nuovo componente dovrà rispettare affinché sia in grado di svolgere gli stessi incarichi funzionali del rullo di partenza.

10.1 RULLO DI PARTENZA E PROBLEMATICHE RISCONTRATE

Lo studio e la progettazione del componente meccanico considerato, ovvero il rullo per la laminazione continua dello Zinco nel processo “Twin Roll Casting”, ha origine da un precedente progetto già in uso in una gabbia di laminazione che nel tempo non ha risposto alle necessità cercate in fase operativa. La geometria pre-esistente del rullo viene rappresentata in sezione longitudinale semplificata e quotata nelle sole dimensioni essenziali all’analisi in figura (10.1.1). In appendice si riporta l’intero disegno CAD 2D del progetto iniziale. Si evidenzia che il dimensionamento del cilindro non è stato effettuato da Zanetti S.p.A e che l’azienda stessa non è a conoscenza delle assunzioni e delle condizioni operative originarie del progetto.

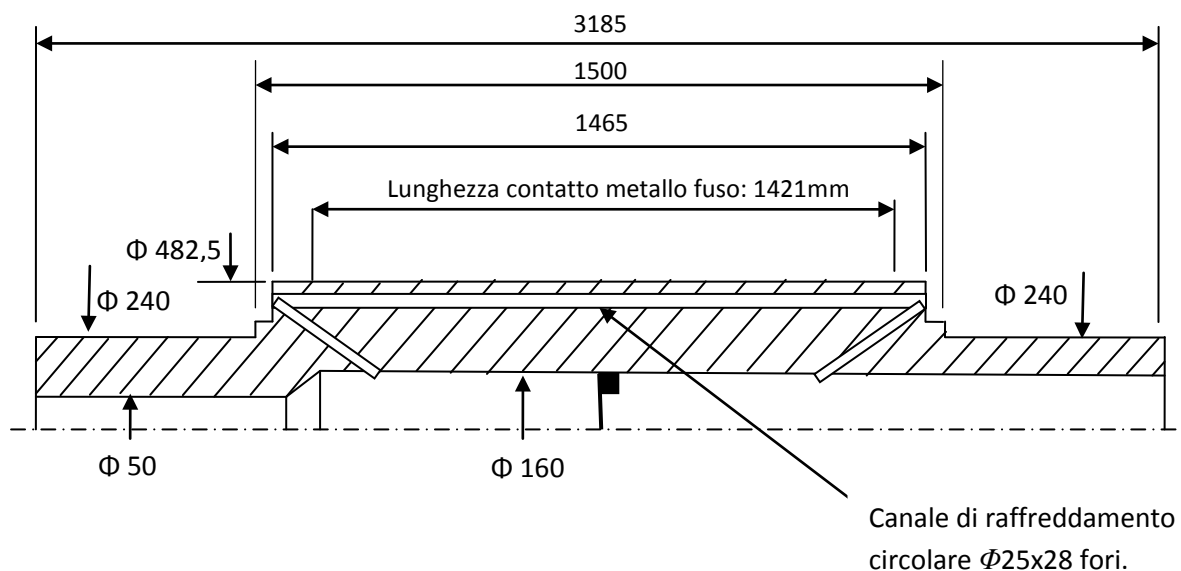


Figura (10.1.1): Geometria semplificata in sezione longitudinale del rullo di partenza.

Il raffreddamento e la laminazione dello Zinco avvengono su una lunghezza utile di circa 1421mm, e si colloca su un diametro di 482.5 mm, mentre il rullo nella sua interezza presenta una dimensione massima di 3185 mm di lunghezza. Nella foto riportata in figura (10.1.2) si osserva il componente sezionato radialmente: in questo modo risulta immediata la comprensione di come si struttura il rullo. Il raffreddamento avviene per effetto del passaggio di acqua all'interno di 28 canali che si estendono longitudinalmente. Il fluido deve rispettare le specifiche imposte al fine di evitare effetti di sporco da deposito calcareo nonché corrosione, perciò deve essere opportunamente trattato prima di essere inviato ai canali. Lo studio termodinamico dettagliato è riportato in appendice [A.3].

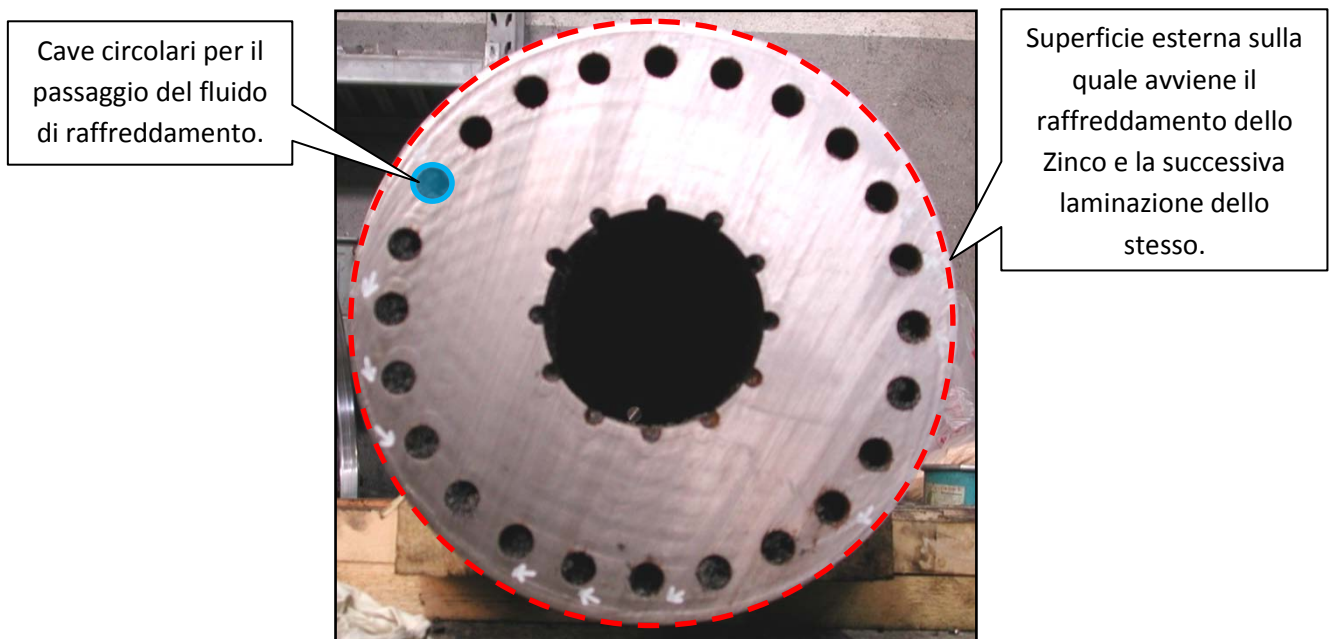


Figura (10.1.2): Albero sezionato radialmente

Il rullo in fase di lavoro ha presentato una rottura prematura per nucleazione e successiva propagazione di cricche, difficoltà a rispettare le tolleranze dimensionali sugli spessori del laminato, adesione dello Zinco alla superficie dei cilindri, problemi di deformazione residua sul cilindro, in particolare si osserva la comparsa di un'eccentricità di 0.1 mm dopo un solo ciclo di lavoro.

Il problema principale è la rottura prematura del componente: a fronte di una vita utile di progetto iniziale, dichiarata in 5000 ore, il componente presenta una durata oraria in fase di lavoro pari a 2200 ore. Il componente mostra delle cricche partenti dal bordo dei fori interni di raffreddamento (figura (10.3.1a), si nota anche uno deposito indotto dallo sporco) che in alcuni punti sono affiorate anche in superficie (figura(10.1.3b)).



(a)



(b)

Figura (10.1.3): a) Cricca a bordo foro. b) Cricca affiorata sulla superficie del rullo.

Uno studio approfondito, precedentemente effettuato su tali fenomeni di rottura, ha evidenziato che tale scelta progettuale fosse inadeguata a causa della insufficiente resistenza alle sollecitazioni flessionali, alla pressione imposta in fase di laminazione ed al sistema di deflusso dell'acqua per il raffreddamento.

10.2 CONDIZIONI OPERATIVE E VINCOLI DI PROCESSO

Al fine di effettuare una operazione vantaggiosa dal punto di vista economico, recuperando dei rulli già criccati ed effettuando allo stesso tempo lo studio di una soluzione alternativa del progetto del componente, l'azienda ha voluto che si trovasse la miglior soluzione progettuale per creare dei rulli di laminazione effettuando delle asportazioni di materiale dalla zona compromessa ed aggiungendo i componenti necessari al fine di ottenere un assemblato che fosse in grado di adempiere agli incarichi funzionali del rullo di partenza. Le condizioni non modificabili, affinché anche il rullo ex-novo possa essere compatibile con il sistema di laminazione dei componenti precedenti, sono le seguenti:

- 1) *diametro esterno del rullo di 482.5mm,*
- 2) *dimensioni longitudinali dell'assieme (tutte),*
- 3) *fluido impiegato nel raffreddamento (acqua demineralizzata),*
- 4) *materiale da costruzione impiegato per l'albero (80CrMoV12),*
- 5) *numero e posizionamento radiale delle cave di raffreddamento (28 cave)*
- 6) *in fase preliminare non erano note le condizioni di deflusso dell'acqua, perciò i modelli sono stati realizzati cambiando la forma, ma mantenendo costante la sezione totale di passaggio dell'acqua (490 mm^2 per ogni cava).*

A partire quindi da tali vincoli di progetto non modificabili, l'unica soluzione progettuale realizzabile consiste nella riduzione diametrale dell'albero nella zona di laminazione e nell'assemblaggio per interferenza di una camicia esterna, figura (10.2.1), tornando quindi ad avere un diametro di 482.5 mm e mantenendo quindi inalterata la funzionalità del progetto iniziale. In questa maniera, oltre a recuperare gli alberi che sarebbero altrimenti destinati alla dismissione, si va a generare un sistema che consente di sopperire al naturale problema di consumo superficiale che si verifica su rulli di laminazione: infatti, per effetto delle pressioni agenti e delle elevate temperature nel sistema, la superficie esterna subisce un rapido degrado delle tolleranze dimensionali e di forma. Con questa soluzione quindi si può sostituire solamente la camicia esterna, non tutto l'albero, nel momento in cui la laminazione non fosse più efficiente, con un notevole risparmio in termini economici e tecnici .

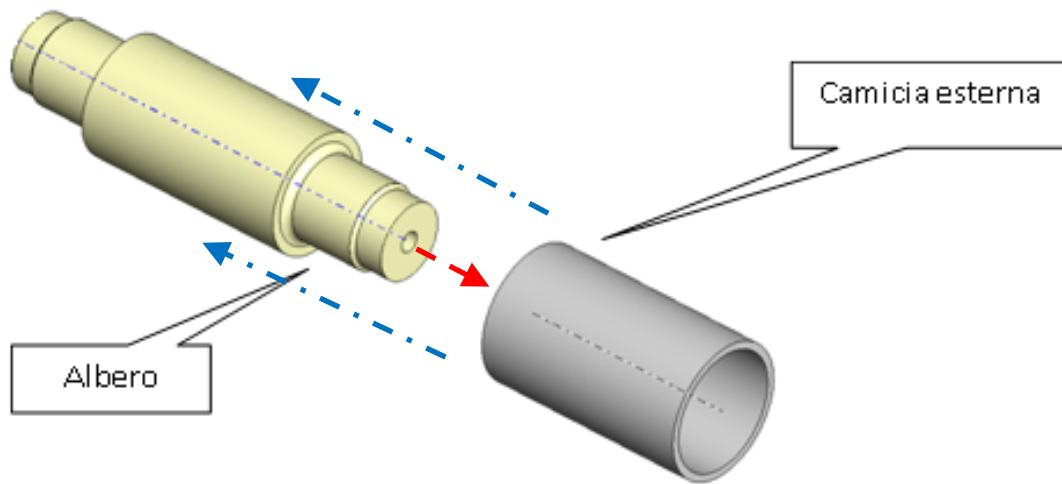


Figura (10.2.1): Schema del nuovo rullo di laminazione assemblato.

Il materiale impiegato è denominato 80CrMoV12 ed è un acciaio legato non presente in normativa in quanto prodotto da una terza azienda con delle specifiche richieste direttamente dall'azienda OMZ S.r.l.

Il cilindro è fucinato in acciaio 80CrMoV12, elaborato in forno elettrico e dgasato in ambiente sotto vuoto. Subisce un trattamento termico di tempra mediante un riscaldamento sino a 860° C e viene mantenuto a tale temperatura per una durata di 10 ore (incremento della temperatura nella fase di riscaldamento pari a 50°C all'ora) alla quale segue un raffreddamento repentino.

L'abbassamento della temperatura avviene con l'immersione del componente in un fluido sintetico composto d'acqua e prodotti organici ad alto peso molecolare (polimeri). La drasticità di tempra, con soluzione al 35%, è appena superiore a quella dell'olio e permette di trattare una grande gamma di acciai, senza rischi di rotture precoci. Questi bagni stanno sostituendo l'olio da tempra, più inquinante e costoso.

Segue poi un primo rinvenimento a 610°C per 20 ore e raffreddamento in aria ed un secondo rinvenimento a 600°C per 20 ore ed ancora un raffreddamento in aria.

La composizione e la percentuale degli elementi presenti nell'acciaio si può osservare nella tabella ():

<i>C%</i>	<i>Si%</i>	<i>Mn%</i>	<i>S%</i>
0.83	0.33	0.39	0.003
<i>P%</i>	<i>Cr%</i>	<i>Ni%</i>	<i>Mo%</i>
0.011	3.5	0.48	0.29
<i>V%</i>	<i>Al%</i>	<i>Cu%</i>	<i>Sn%</i>
0.087	0.007	0.12	0.007

Tabella (10.1): Presenza percentuale in peso degli elementi presenti nel materiale.

Le caratteristiche resistenziali meccaniche rilevate sono le seguenti:

<i>R_{s 0.2%} (MPa)</i>	<i>R_r (MPa)</i>	<i>A_r %</i>	<i>E (MPa)</i>	<i>KV₂₀• (J)</i>
800	980	15	215'000	25

Tabella (10.2): Caratteristiche meccaniche.

Il trattamento termico conferisce una durezza superficiale, dichiarata dall'azienda, di 290-300 Brinell (66 HRa). Tale valore è comunque da considerare con la dovuta cautela in quanto nel corso delle operazioni di laminazione il rullo è a contatto con lo zinco alla temperatura di 500°C subendo quindi un continuo ciclo di riscaldamento-raffreddamento che nel tempo modifica inevitabilmente la microstruttura e quindi la durezza stessa.

Si evidenzia che un processo di indurimento superficiale più o meno profondo comporta un sicuro vantaggio per quanto riguarda la resistenza all'usura, ma non contribuisce in alcun modo ad una eventuale diminuzione della freccia dovuta all'effetto flessionale al quale è sottoposto il rullo in fase di laminazione.

Condizioni operative in fase di funzionamento fornite dall'azienda utilizzatrice:

Parametri di funzionamento caso 1

- Velocità periferica dei cilindri 0.70 m/min
- Temperatura del metallo fuso a contatto con il rullo 490-510°C
- Temperatura in uscita del nastro di Zinco allo stato solido: 300°C circa
- Si può considerare una sollecitazione di pressione per una ridotta sezione nel contatto tra cilindro e zinco con una pressione operativa di 140÷150 MPa, ovvero 480 tonnellate circa.
- Pressione idraulica nel circuito dei cilindri di sostegno di 150 bar.

Parametri di funzionamento caso 2

- Velocità periferica dei cilindri 0.60 m/min
- Temperatura del metallo fuso a contatto con il rullo 490-510°C
- Temperatura in uscita del nastro allo stato solido 300°C circa
- Si può considerare una sollecitazione di pressione per una data sezione nel contatto tra cilindro e zinco con una pressione operativa di 190÷200 MPa, ovvero 650 tonnellate circa.
- Pressione idraulica dei cilindri di sostegno di 250 bar.

Si considera inoltre che:

- In entrambi i casi di funzionamento si registra un momento torcente approssimato a 3370 Nm che è il dato riportato a progetto.
- In fase di avviamento si registrano carichi sui cilindri di 1,3 volte superiori rispetto ai carichi nominali.

Tra i dati in possesso non si dispone del rapporto di laminazione e nemmeno dell'angolo di laminazione, seppur questi valori siano necessari al fine di valutare nel migliore dei modi le condizioni operative in cui operano abitualmente i cilindri. Non è nota inoltre la storia dei carichi che agiscono sui cilindri durante la loro vita operativa. Sicuramente, vista la variabilità con cui avviene l'utilizzo dell'impianto, conoscere la storia dei carichi sarebbe utile al fine di valutare se la durata del cilindro è verificabile anche effettuando delle analisi matematiche, oppure se questi presentino eventuali ulteriori discrepanze mettendo così in luce anomalie non considerate.

Lo spessore della lamina in ingresso si può approssimare costante e pari a circa 7 mm, mentre lo spessore minimo prodotto è di 0.5 mm.

Con tali dati è possibile stimare l'angolo di laminazione α eseguendo il seguente calcolo:

$$\alpha = \arctan \frac{\sqrt{\frac{D}{2} * (H-h)}}{D/2} \quad (1)$$

$$\alpha = \arctan \frac{\sqrt{241.25 * 6.5}}{241.25} = 9.32^\circ \rightarrow \alpha \approx 10^\circ \quad (2)$$

Per le analisi relative alla deformabilità della struttura in fase di lavoro si implementerà nel modello di simulazione agli elementi finiti un valore dell'angolo di laminazione α ridotto, in modo da rappresentare una condizione di laminazione critica, tipica nel caso di spessori ridotti. Infatti, la laminazione di nastri di ridotto spessore richiede che siano rispettate delle tolleranze più restrittive e difficili da ottenere, le quali causano i maggiori problemi in fase di set-up e di lavorazione continua. Al fine di valutare la rigidità del sistema verrà considerato un angolo di laminazione α di 10° o di 5° (non è di fondamentale importanza in questa fase in quanto il carico complessivo rimane inalterato), mentre nelle analisi tensionali sulla struttura tale valore è importante e non aleatorio in quanto va ad influenzare il valore della tensione massima (si adotterà un angolo di 8°).

Capitolo 11

MODELLAZIONE GEOMETRICA, STUDIO DELLE POSSIBILI SOLUZIONI E SCELTA DEL MODELLO ADEGUATO

Come appena visto nel paragrafo precedente, l'evoluzione del rullo ha richiesto che l'albero, il quale è collegato ai mezzi di movimentazione rotatoria, sia assemblato alla camicia esterna la quale sarà conseguentemente a diretto contatto con lo Zinco fuso. Tale accoppiamento viene effettuato con interferenza tra l'albero e la camicia. Si sono dunque prodotti una serie di modelli (rispettando le condizioni riportate al capitolo precedente) e si sono studiate le tensioni che si generano al variare della geometria e dell'interferenza diametrale adottata. Infine si espone la procedura di scelta del modello più adeguato alla soluzione del problema e se ne è verificata la capacità alla trasmissione del momento torcente dall'albero alla camicia.

11.1 MODELLI CREATI IN AMBIENTE ANSYS

Le geometrie studiate, rispettando i vincoli riportati al paragrafo (10.2) sono le seguenti:

- 1) Tornitura dell'albero sino ad una quota diametrale che consenta il raggiungimento della mezzeria dei fori di raffreddamento. Assemblaggio con camicia liscia per interferenza, figura(). Diametro esterno dell'albero: 416,5 mm, spessore camicia: 33 mm. Tale soluzione è la più rapida e semplice, tuttavia difficilmente implementabile perché modifica profondamente le condizioni di deflusso del fluido di raffreddamento. Osservando la formula che descrive la generica portata di un fluido in un condotto si ha che:

$$Q = A * V \text{ [m}^3\text{/s]}$$

nella quale Q è la portata e si esprime in m³/s, A è la sezione di passaggio del fluido, in m², V la velocità di deflusso, m/s. Se si dimezza la sezione A e si mantiene costante la portata Q, la velocità di deflusso sarà conseguentemente raddoppiata. Tale fenomeno è positivo perché riduce lo sporcamento nelle condotte, ma modifica le dinamiche di asportazione del calore. A questo punto dello studio tutte le analisi vengono effettuate a parità di condizioni di deflusso dell'acqua, motivo per cui tale soluzione non verrà considerata in fase di scelta.

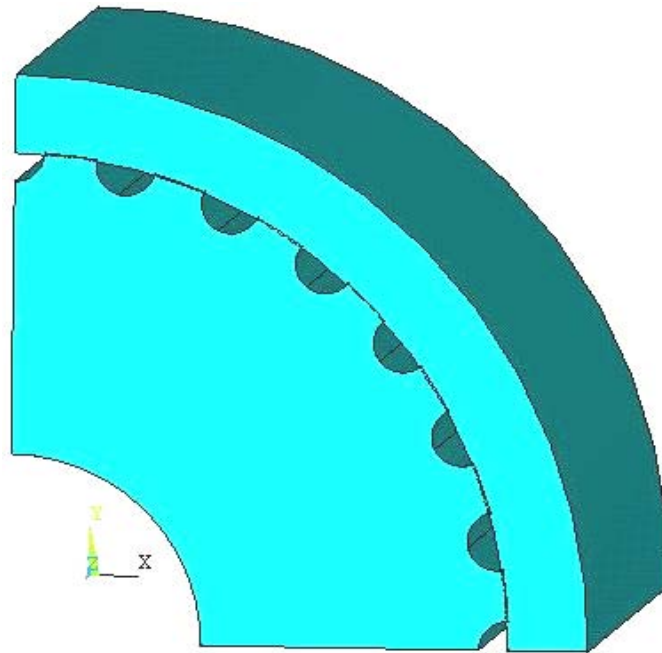


Figura (11.1.1): Vista in sezione di un quarto della geometria, modello 1.

2) Tornitura dell'albero sino alla completa eliminazione dei fori longitudinali di raffreddamento:

2.1) Scanalatura dell'albero ed assemblaggio con camicia liscia per interferenza. Diametro esterno dell'albero: 390 mm, spessore camicia: 46.25 mm.

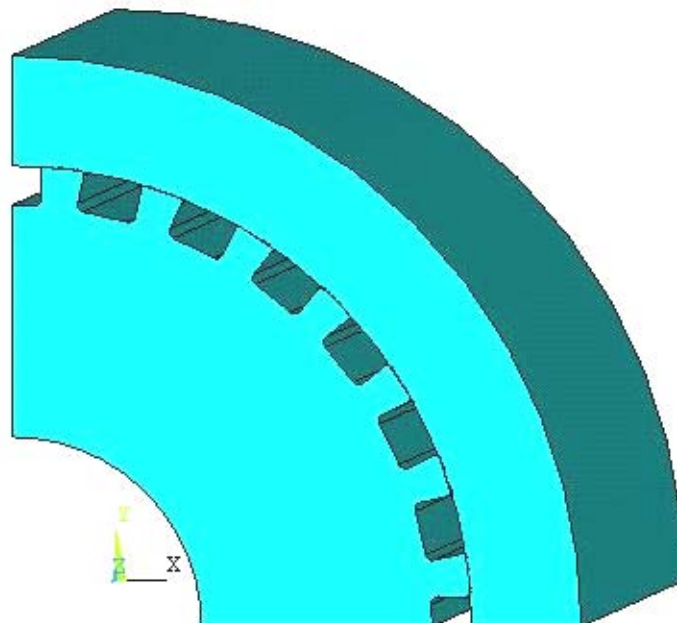


Figura (11.1.2): Vista in sezione di un quarto della geometria, modello 2.1 .

2.2) Scanalatura dell'albero ed assemblaggio con camicia liscia per interferenza. Diametro esterno dell'albero: 380mm, spessore camicia: 51.25 mm.

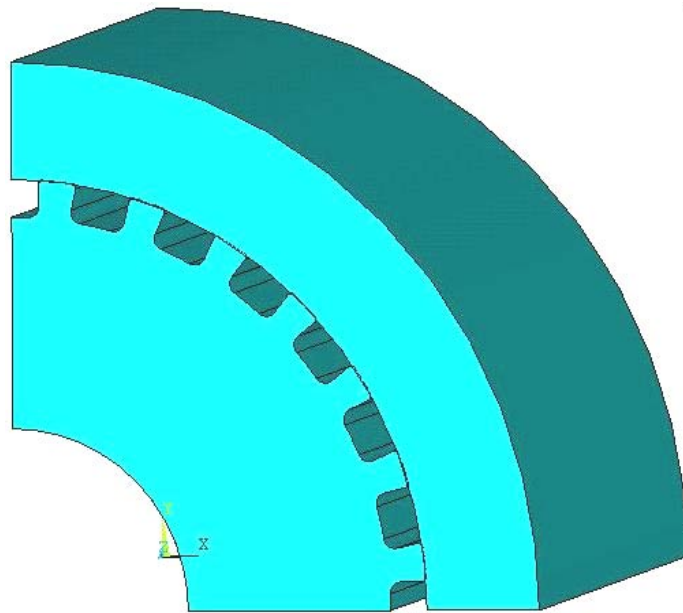


Figura (11.1.3): Vista in sezione di un quarto della geometria, modello 2.2 .

2.3) Scanalatura della camicia ed assemblaggio con albero liscio per interferenza. Diametro dell'albero: 390mm, spessore minimo della camicia: 29.25 mm.

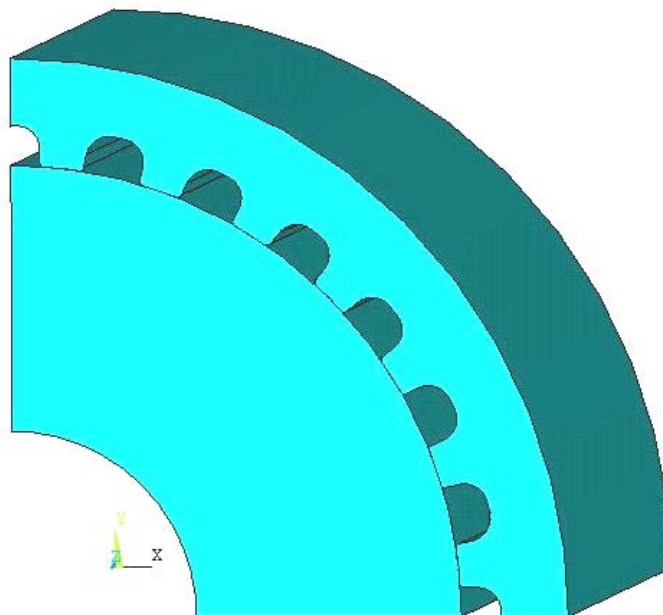


Figura (11.1.4): Vista in sezione di un quarto della geometria, modello 2.3.

2.4) Proposta: Scanalatura dell'albero ed anche della camicia con assemblaggio per interferenza. Diametro esterno dell'albero: 380mm, spessore minimo della camicia di 41.25 mm.

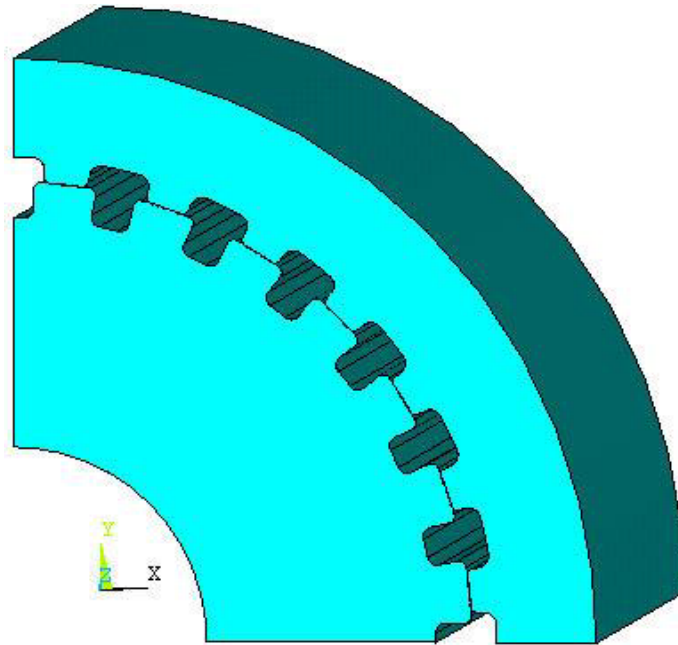


Figura (11.1.5): Vista in sezione di un quarto della geometria, modello 2.4 .

11.2 ANALISI TENSIONALE: EFFETTO DELL'ACCOPIAMENTO INTERFERENTE ALBERO-CAMICIA

La prima analisi tensionale, effettuata mediante l'utilizzo del programma di simulazione agli elementi finiti Ansys, ha visto lo studio delle tensioni che scaturiscono dal solo effetto di accoppiamento per interferenza tra l'albero e la camicia esterna. I modelli e le soluzioni studiate sono molteplici: per tutti la procedura prevede che si esegua:

- 1) Calcolo e costruzione di un quarto del profilo geometrico del componente assemblato nel piano x-y;
- 2) Traslazione del profilo piano lungo l'asse z di 500 mm, generando quindi il solido;
- 3) Discretizzazione del solido continuo in elementi di dimensione finita (mesh);
- 4) Creazione del contatto tra albero e camicia operando sul pannello "Contact wizard";
- 5) Imposizione dei vincoli di simmetria sul solido al fine di ottenere, una volta che il programma di calcolo ha effettuato i necessari calcoli, l'intera geometria e le corrispondenti tensioni.
- 6) Osservazione della sola componente tensionale principale σ_1 che in ogni modello trattato evidenzia i valori più critici per la struttura.

Giustificazione della scelta di effettuare l'analisi di confronto a parità tensione principale σ_1 :

Le tensioni principali hanno la particolarità di essere sempre le stesse indipendentemente dal sistema di coordinate inizialmente scelto. In altre parole la trasformazione da un sistema di coordinate cartesiano o cilindrico al sistema di riferimento principale porterà all'orientazione finale dell'elemento infinitesimo considerato nella stessa direzione fisica. Per questo motivo risulta comodo esprimere in termini principali lo stato tensionale di modelli geometricamente complessi come fin qui trattati. A partire da uno stato piano di tensione e considerando l'ipotenusa di un triangolo rettangolo come fosse la faccia di un elemento ruotato di un angolo θ (figura (11.2.1)) si possono scrivere le seguenti espressioni [12]

$$\sigma = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cos 2\theta + \tau_{xy} \sin 2\theta \quad (1)$$

$$\tau = -\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \sin 2\theta + \tau_{xy} \cos 2\theta \quad (2)$$

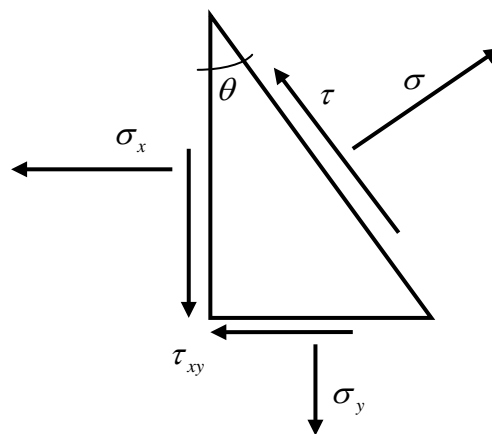


Figura (11.2.1): Schema delle tensioni in uno stato di tensione piana.

Effettuando la derivata dell'espressione (1) rispetto all'angolo θ si ottiene:

$$\frac{d\sigma}{d\theta} = -(\sigma_x - \sigma_y) \sin 2\theta + 2\tau_{xy} \cos 2\theta = 0 \quad (3)$$

Due angoli θ^* , separati fra loro di un angolo pari a $\pi/2$, soddisfano la seguente equazione:

$$\operatorname{tg} 2\theta^* = \frac{2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y} \quad (4)$$

E' fondamentale osservare come in corrispondenza di un massimo e di un minimo della σ si abbia $\tau = 0$. Le due σ si dicono tensioni principali e valgono:

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (5)$$

In figura () si riporta un cerchio di Mohr nel quale si può osservare lo schema grafico degli stati di tensione:

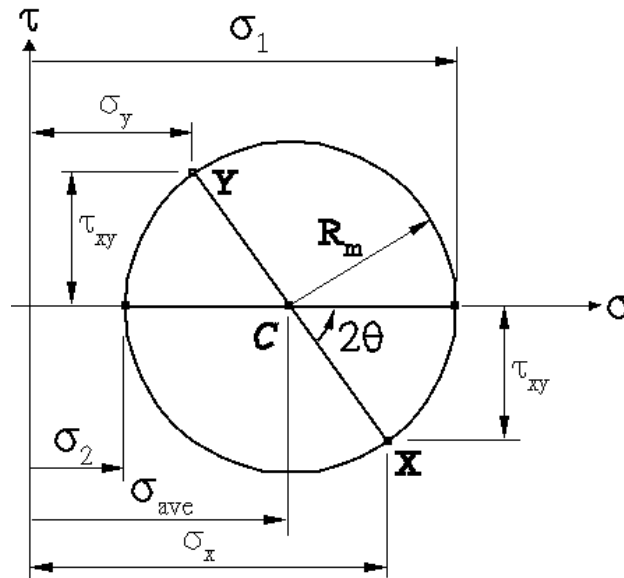


Figura (11.2.2): Cerchio di Mohr.

11.3 MODELLO 1

Tornitura dell'albero sino ad una quota diametrale che consenta il raggiungimento della mezzeria dei fori di raffreddamento. Assemblaggio con camicia liscia, diametro esterno dell'albero: 416,5 mm, spessore camicia: 33 mm. Accoppiamenti per interferenza studiati: la differenza diametrale modellata è stata imposta in 0.6 mm (1a), 0.8 mm (1b), 0.9 mm (1c), 1 mm (1d).

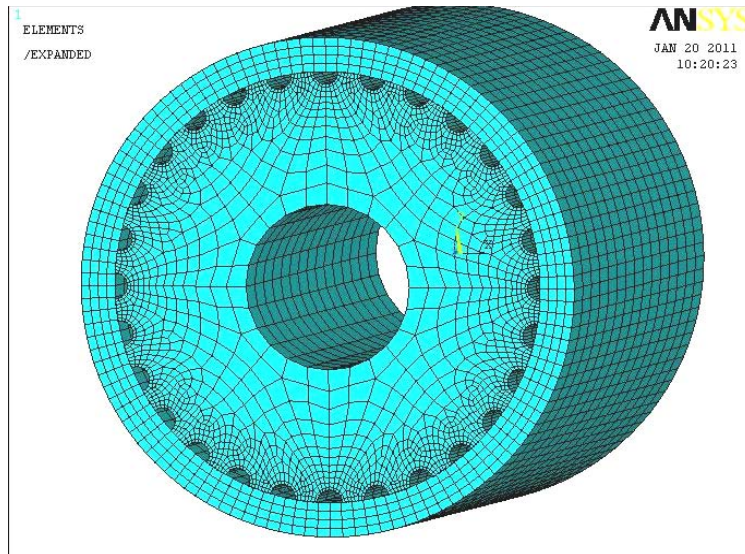


Figura (11.3.1): Immagine del modello solido dell'albero accoppiato con la camicia, dotato di mesh.

Modello (1a): Interferenza di 0.6mm.

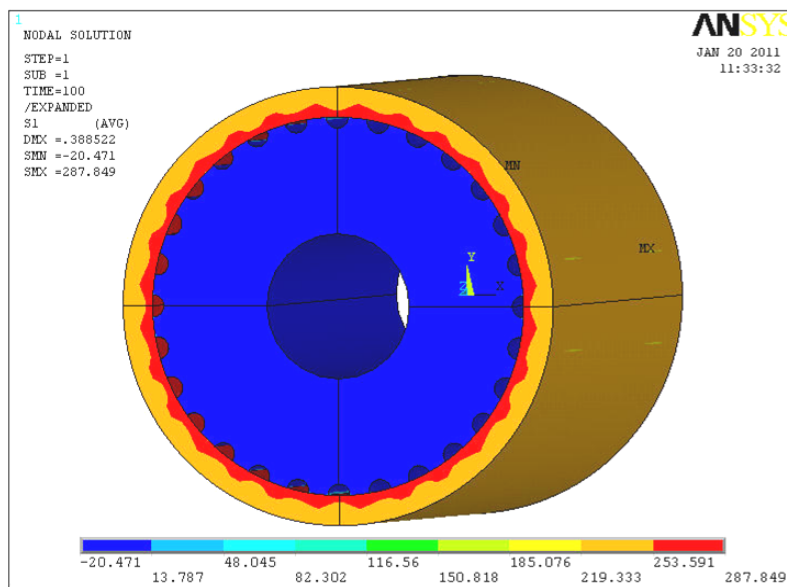


Figura (11.3.2): Stato tensionale del modello solido dell'albero accoppiato con la camicia, componente σ_1 .

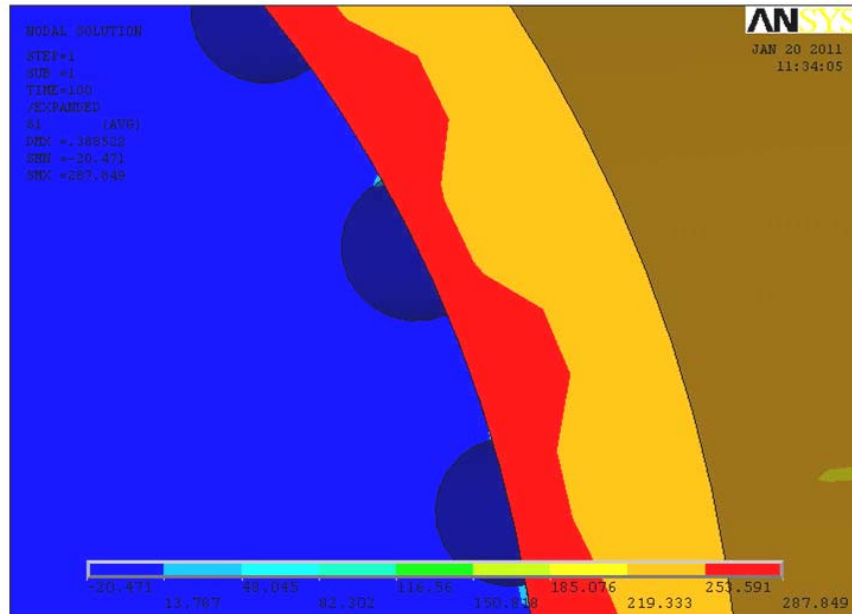


Figura (11.3.3): Ingrandimento della zona di contatto periferica, stato tensionale del modello solido dell'albero accoppiato con la camicia, componente σ_1

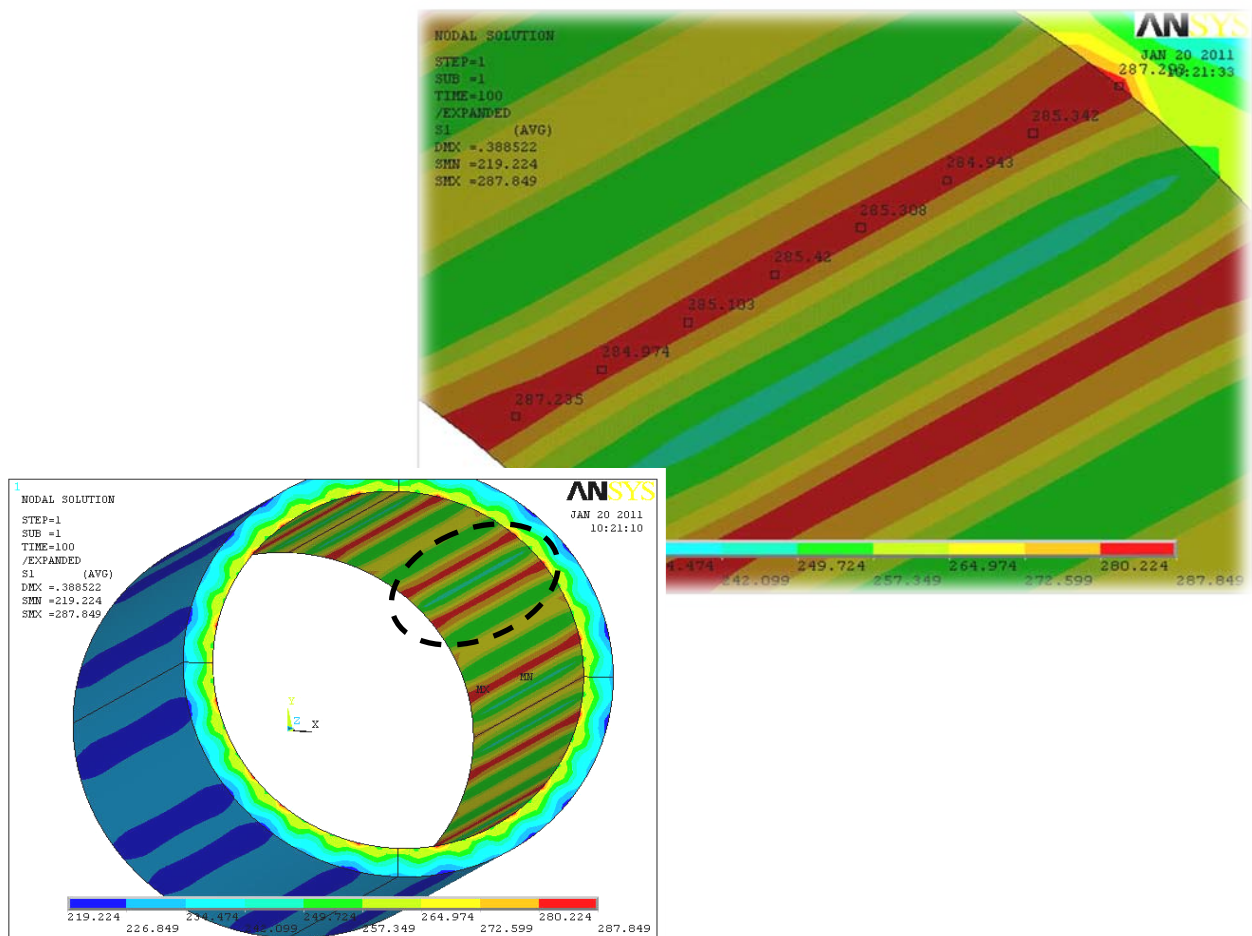


Figura (11.3.4): Tensione σ_1 presente sulla parte interna della camicia.

Modello (1b): interferenza di 0.8mm.

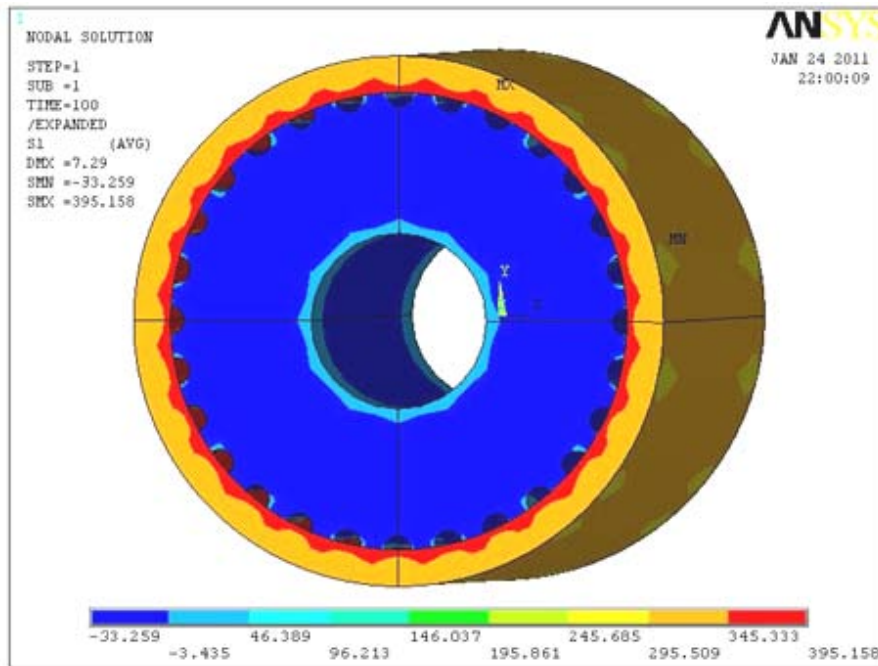


Figura (11.3.5): Stato tensionale del modello solido dell'albero accoppiato con la camicia, componente σ_1 .

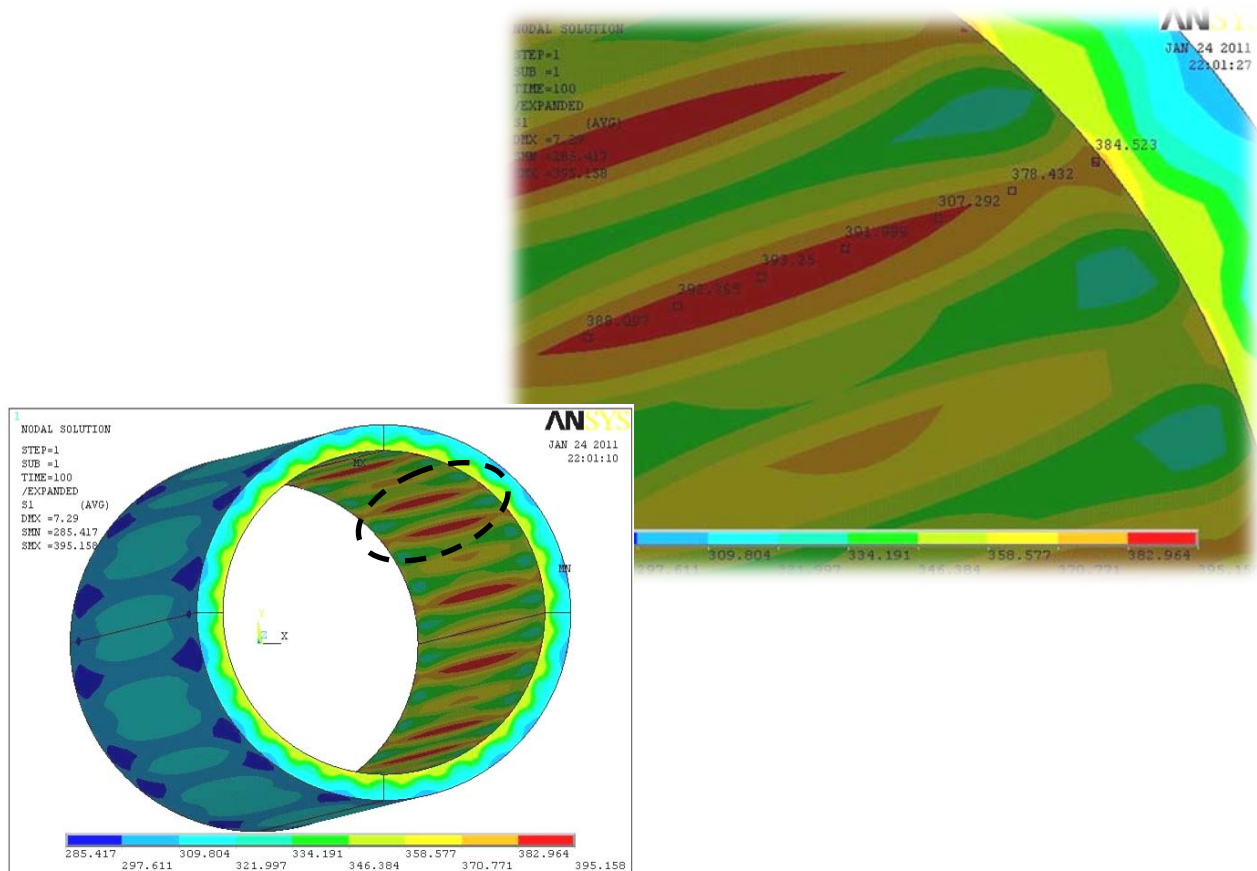


Figura (11.3.6): Tensione σ_1 presente sulla parte interna della camicia.

Modello (1c): interferenza di 0.9mm.

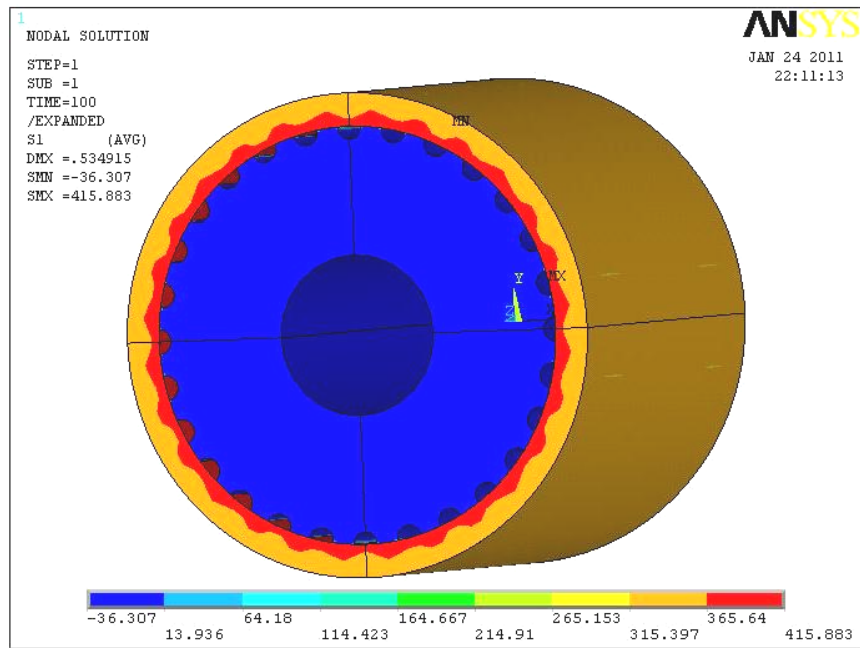


Figura (11.3.7): Stato tensionale del modello solido dell'albero accoppiato con la camicia, componente σ_1 .

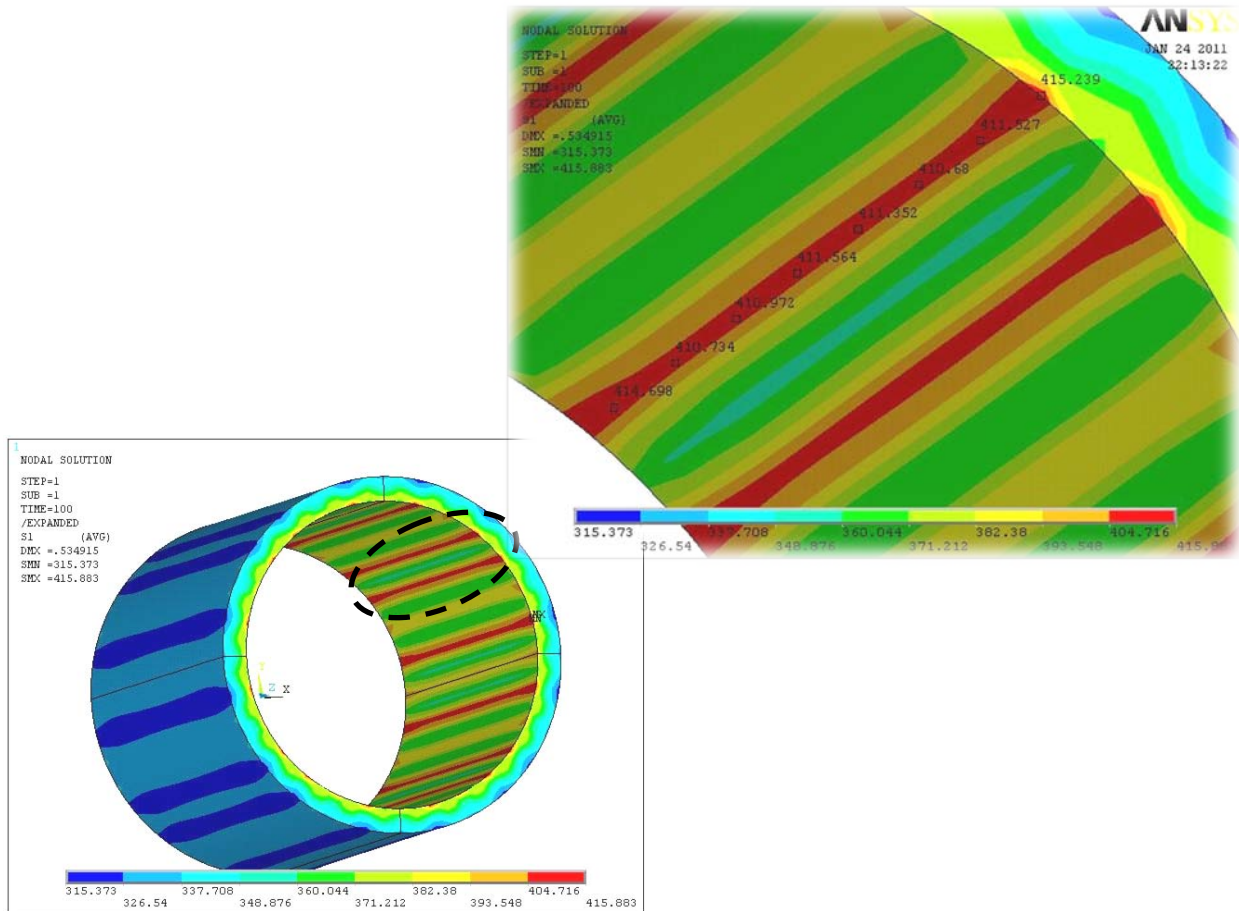


Figura (11.3.8): Tensione σ_1 presente sulla parte interna della camicia.

Modello (1d): interferenza di 1mm.

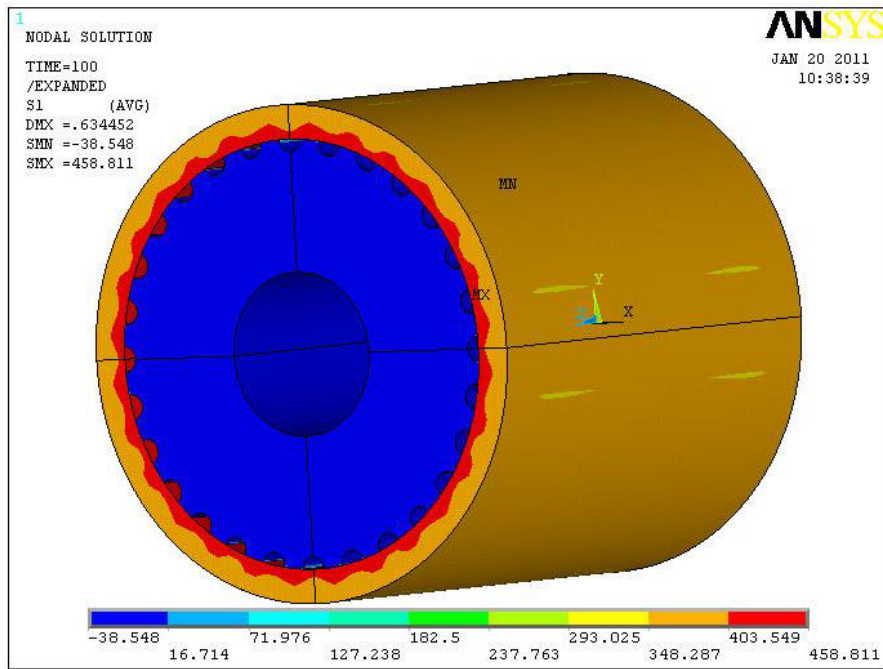


Figura (11.3.9): Stato tensionale del modello solido dell'albero accoppiato con la camicia, componente σ_1 .

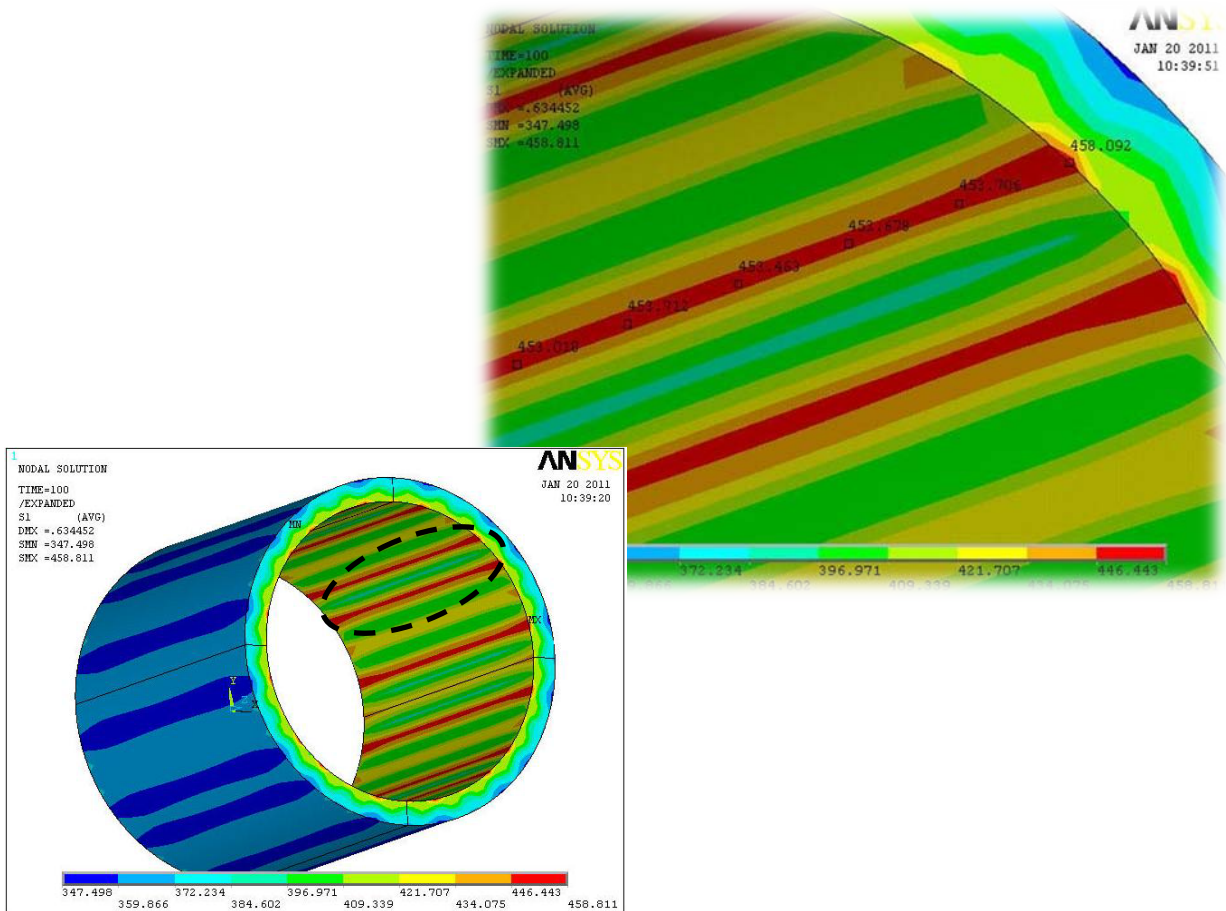


Figura (11.3.10): Tensione σ_1 presente sulla parte interna della camicia.

11.4 CONSIDERAZIONI SUL MODELLO 1

In tutti i diversi casi di interferenza studiati, il componente maggiormente sottoposto a tensioni critiche per la resistenza strutturale è la camicia. Su di essa infatti il programma di simulazione numerica ha evidenziato una tensione σ_1 massima nei punti di contatto con l'albero il quale invece è sostanzialmente in compressione in ogni suo punto, seppur con valori tensionali di un ordine di grandezza inferiore. Tali valori si possono osservare in tabella (11.1) e nel grafico (11.4.1).

Interferenza (mm)	Tensione massima superficie interna camicia (MPa)	Tensione massima superficie esterna camicia (MPa)	Tensione massima sull'albero (MPa)
0.6	288	219	-20
0.8	395	296	-33
0.9	416	315	-36
1.0	459	348	-39

Tabella (11.1): Tensioni rilevate sul componente al variare dell'interferenza.

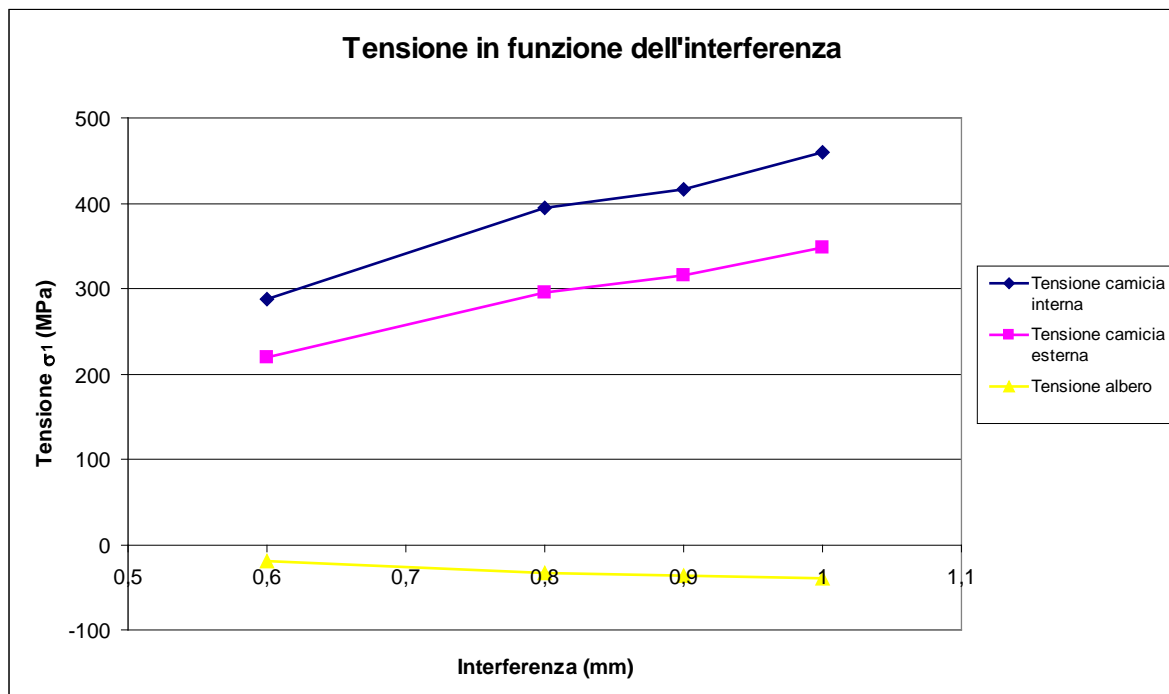


Grafico (11.4.1) : Andamento della tensione σ_1 al variare della severità dell'interferenza.

11.5 MODELLO 2.1

Tornitura dell'albero sino alla completa eliminazione dei fori longitudinali di raffreddamento. Scanalatura dell'albero mediante fresatura ed assemblaggio dello stesso con una camicia liscia, per interferenza. Gli spigoli esterni dovuti alle scanalature vengono raccordati con un raggio di 3 mm, quelli interni con un raggio di 5 mm. Diametro esterno dell'albero: 390 mm, spessore camicia: 46.25 mm. Accoppiamenti per interferenza studiati: la differenza diametrale modellata è stata imposta in 0.5 mm (2.1a), 0.6 mm (2.1b), 0.9 mm (2.1c), 1 mm (2.1d), 1.1 mm (2.1e).

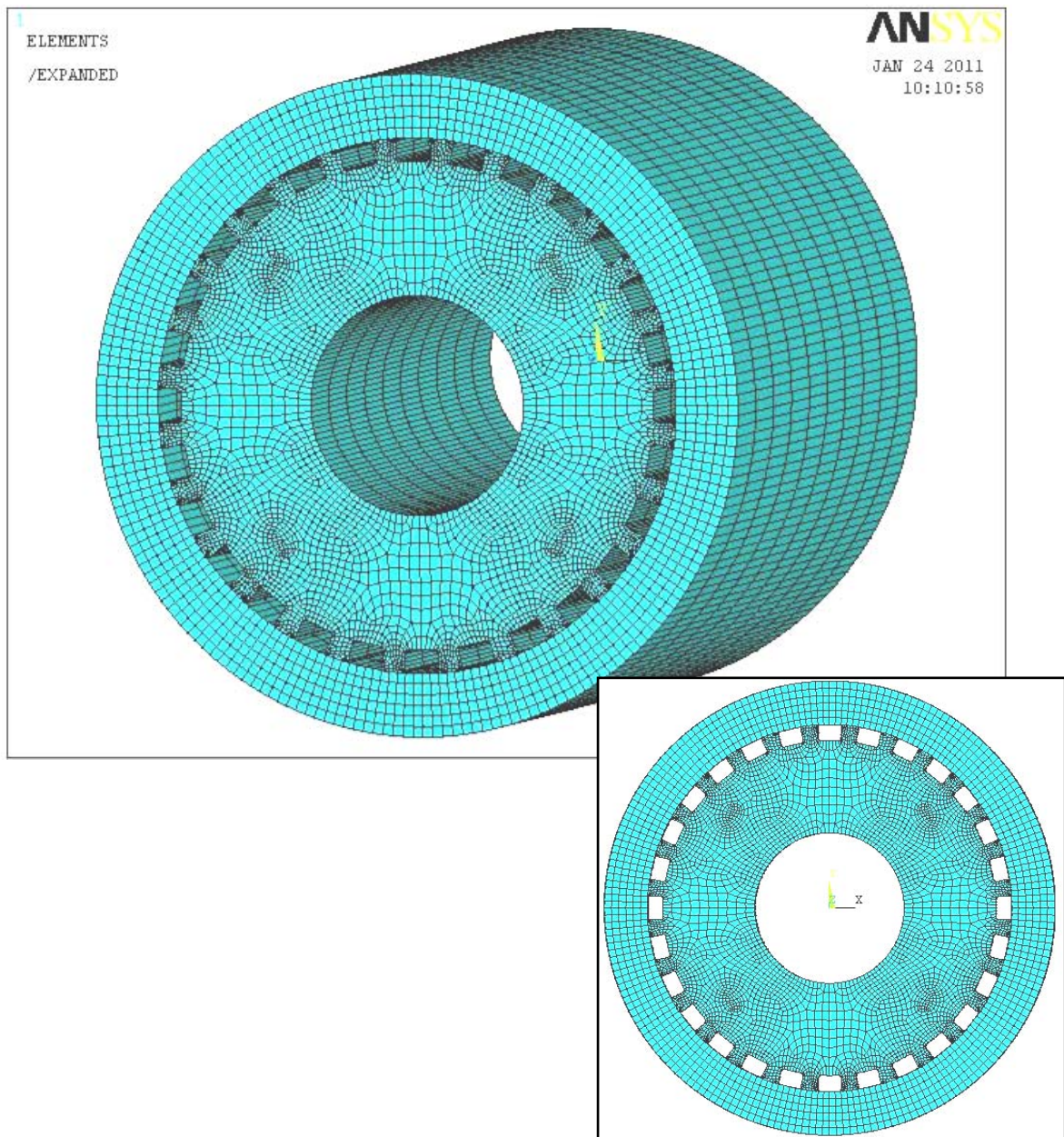


Figura (11.5.1): Immagine del modello solido dell'albero accoppiato con la camicia, dotato di mesh, con annessa vista frontale.

Modello (2.1a): interferenza di 0.5mm.

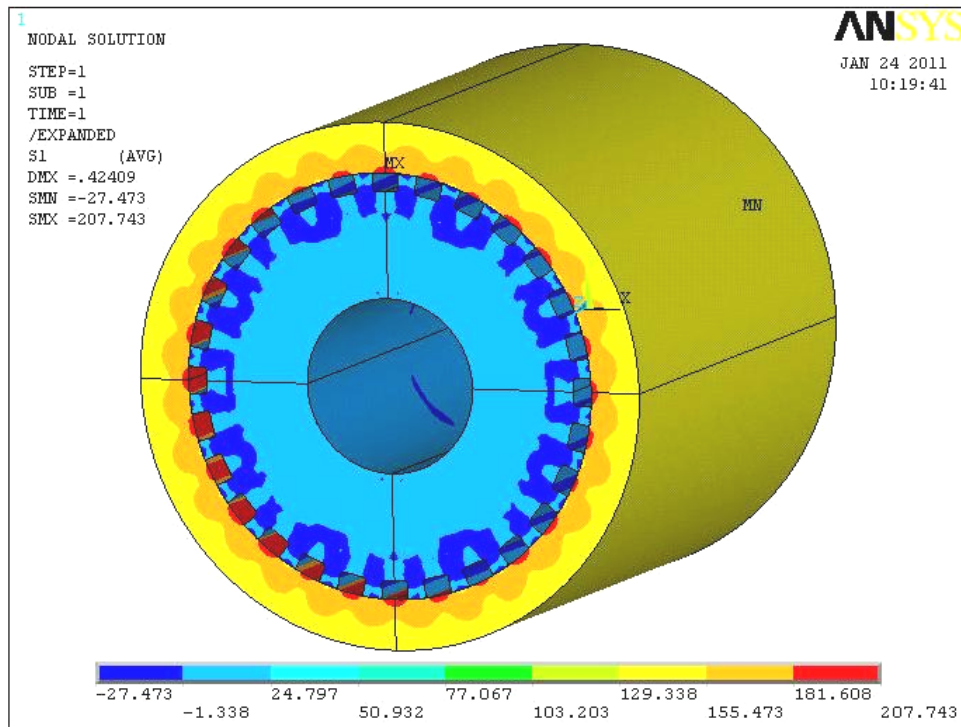


Figura (11.5.2): Stato tensionale del modello solido dell'albero accoppiato con la camicia, componente σ_1 .

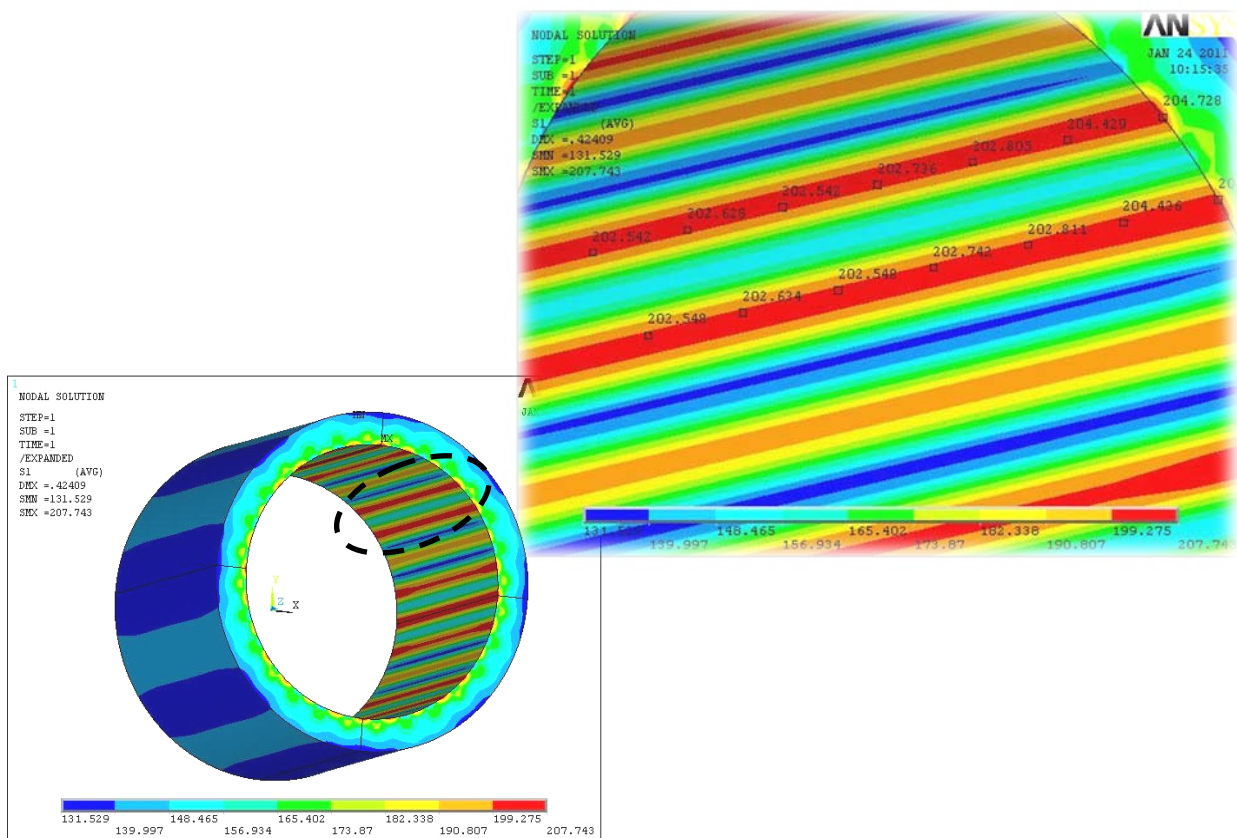


Figura (11.5.3): Tensione σ_1 presente sulla parte interna della camicia.

Modello (2.1b): interferenza di 0.6mm.

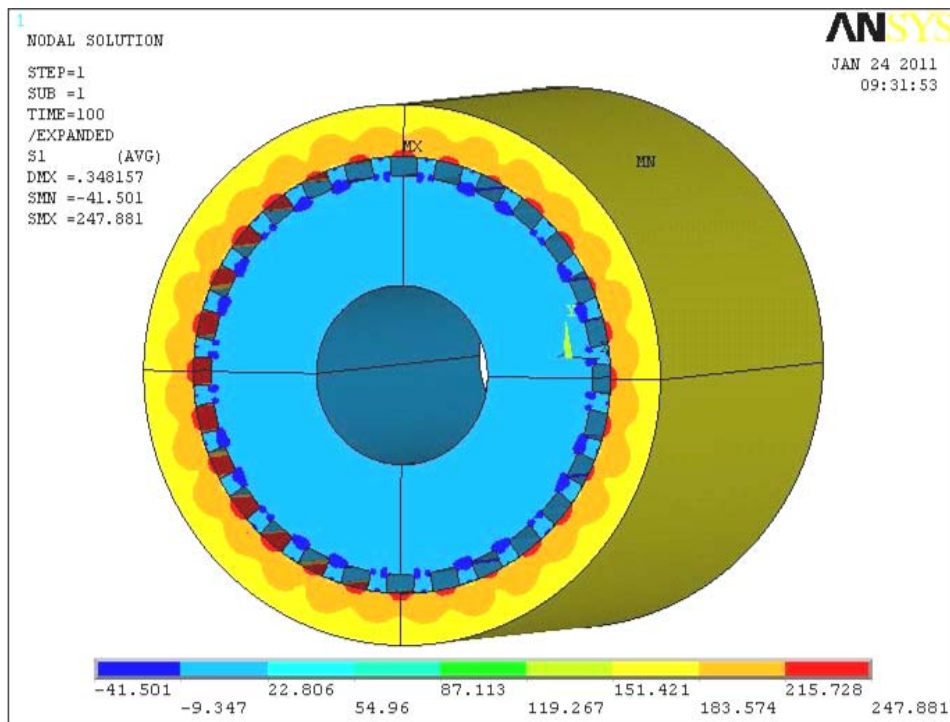


Figura (11.5.4): Stato tensionale del modello solido dell'albero accoppiato con la camicia, componente σ_1 .

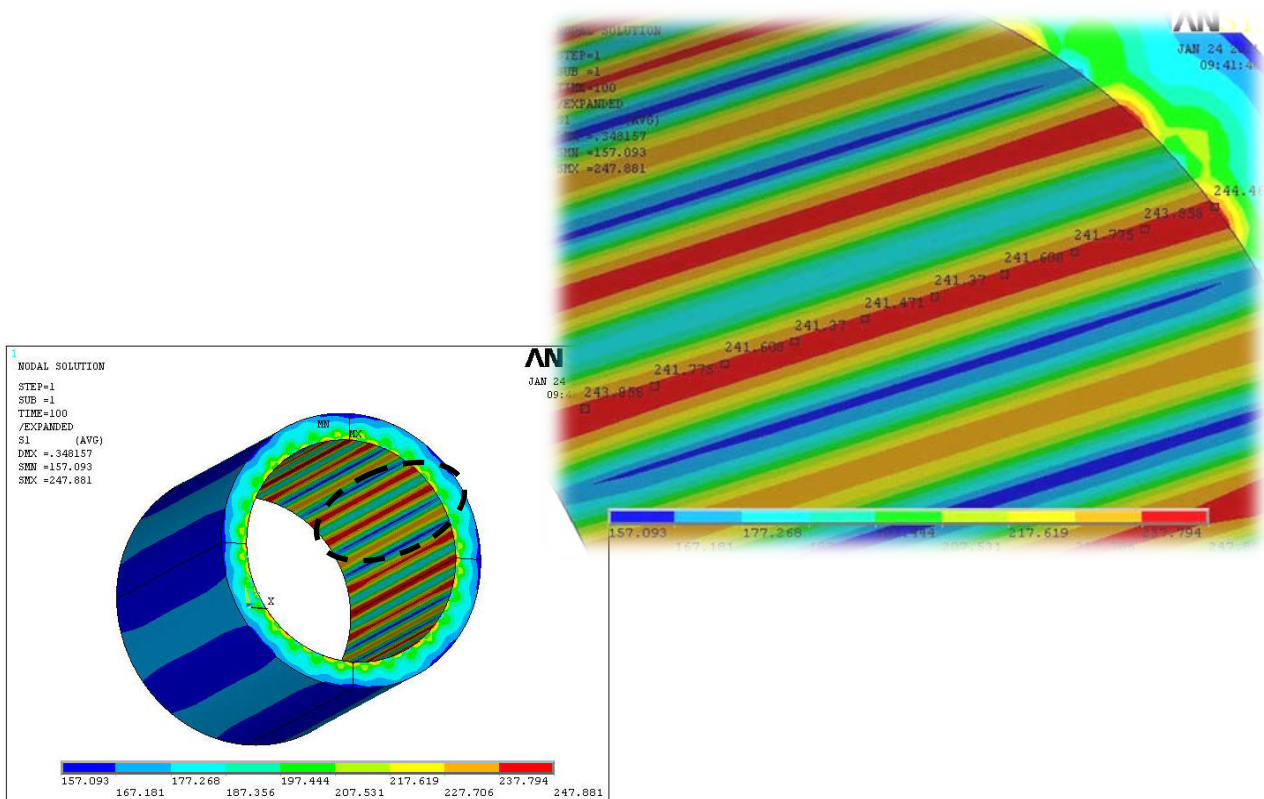


Figura (11.5.5): Tensione σ_1 presente sulla parte interna della camicia.

Modello (2.1c): interferenza di 0.9mm.

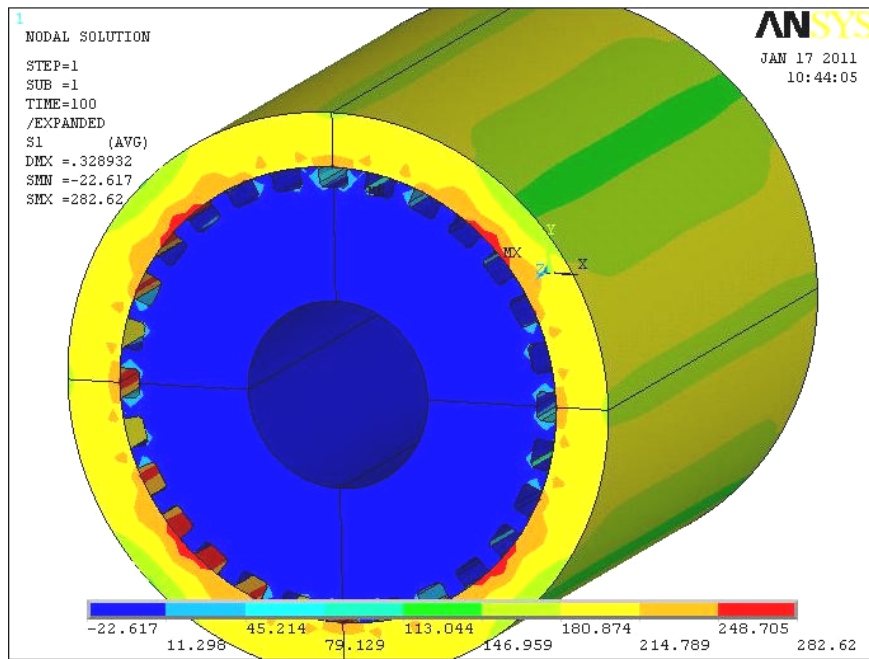


Figura (11.5.6): Stato tensionale del modello solido dell'albero accoppiato con la camicia, componente σ_1 .

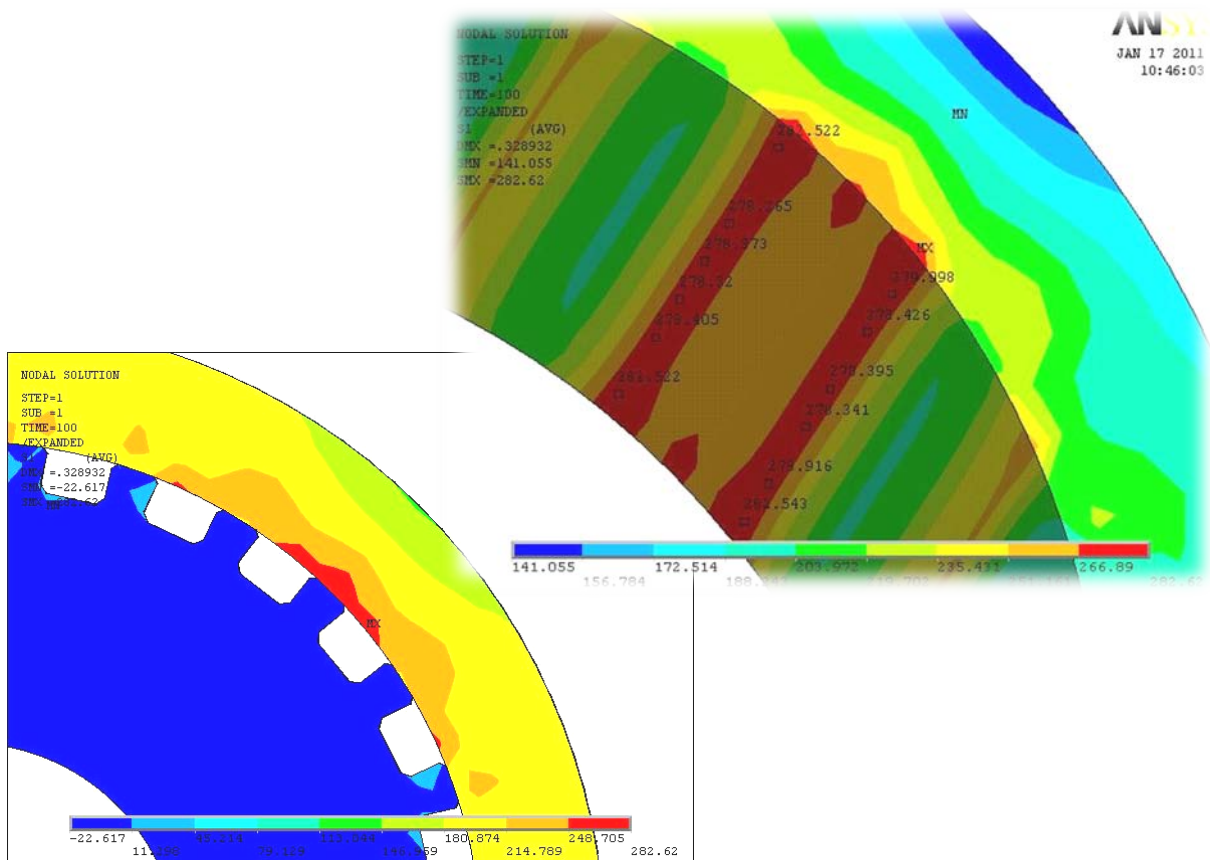


Figura (11.5.7): Tensione σ_1 presente sulla parte interna della camicia.

Modello (2.1d): interferenza di 1mm.

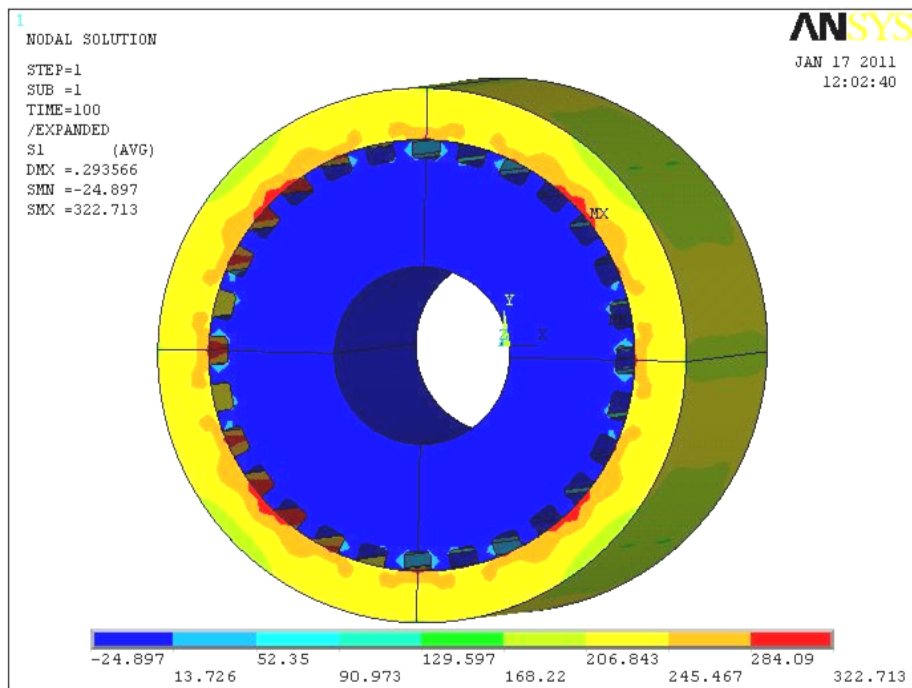


Figura (11.5.8): Stato tensionale del modello solido dell'albero accoppiato con la camicia, componente σ_1 .

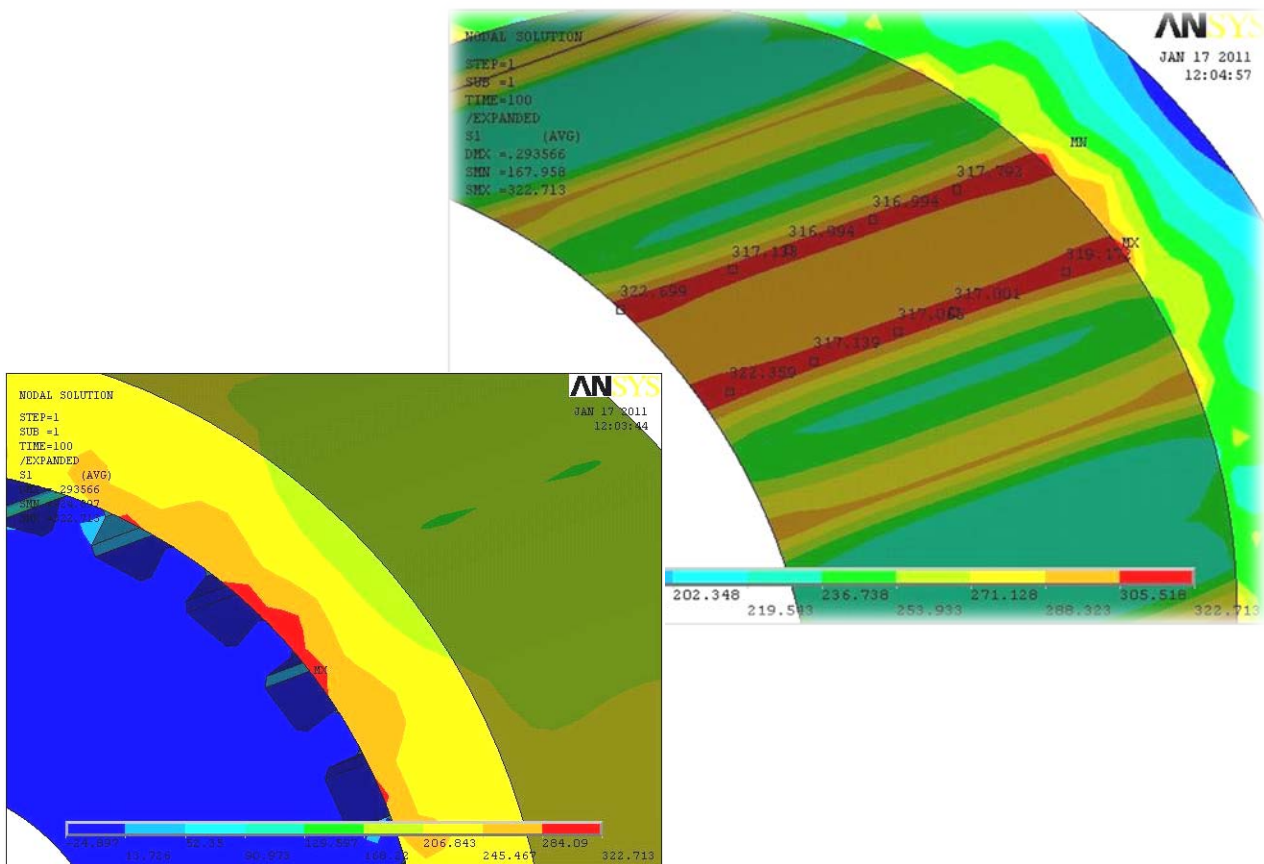


Figura (11.5.9): Tensione σ_1 presente sulla parte interna della camicia.

Modello (2.1e): interferenza di 1.1mm.

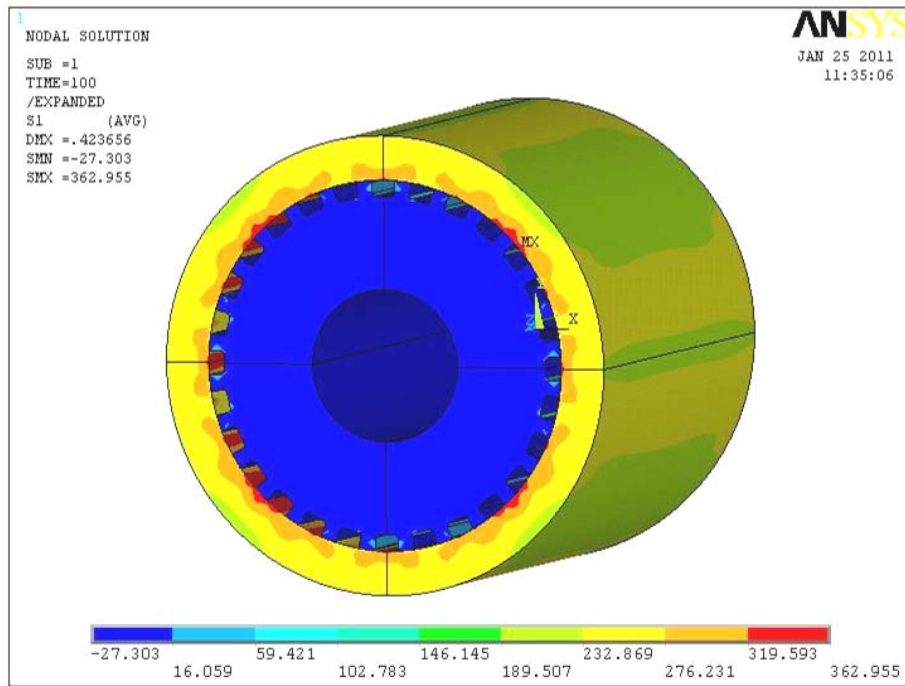


Figura (11.5.10): Stato tensionale del modello solido dell'albero accoppiato con la camicia, componente σ_1 .

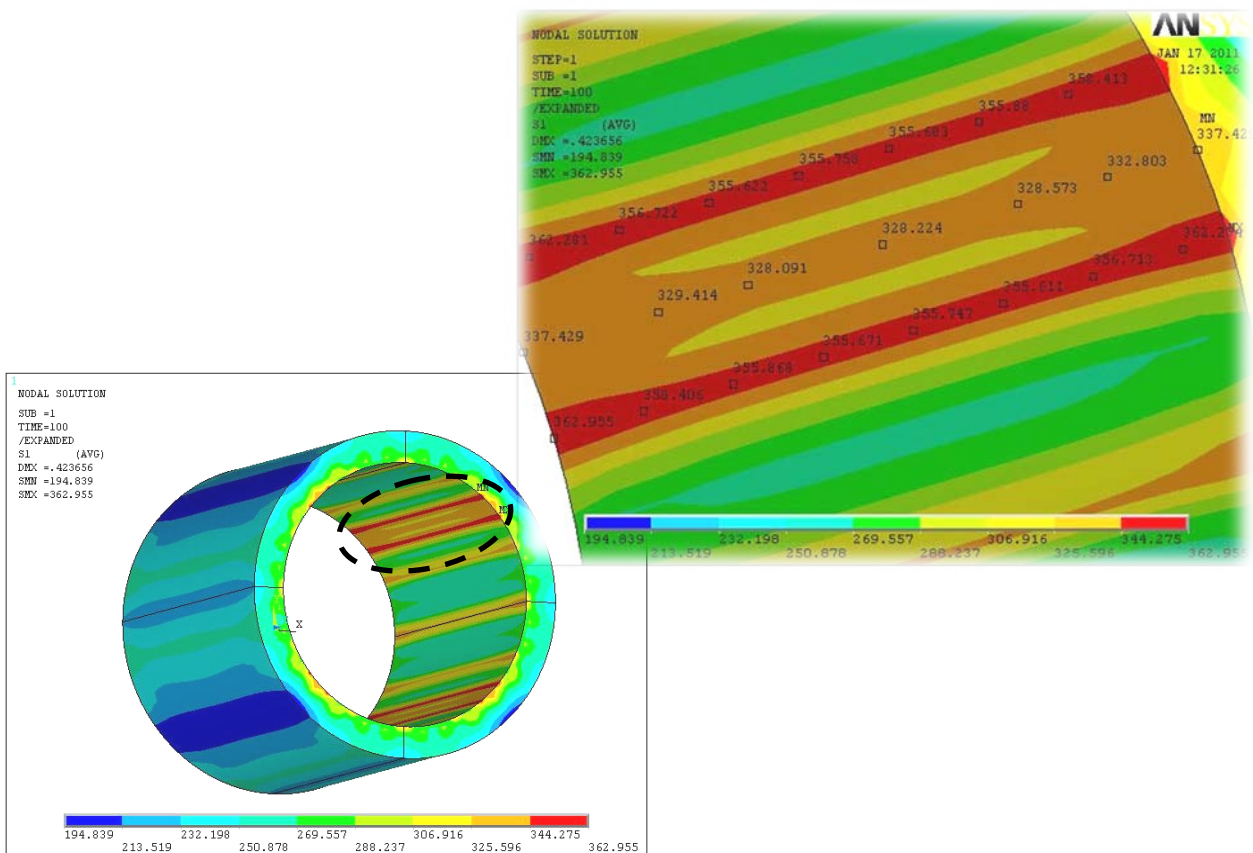


Figura (11.5.11): Tensione σ_1 presente sulla parte interna della camicia.

11.6 CONSIDERAZIONI SUL MODELLO 2.1

In tutti i diversi casi di interferenza studiati, il componente maggiormente sottoposto a tensioni critiche per la resistenza strutturale è la camicia. Su di essa infatti il programma di simulazione numerica ha evidenziato una tensione massima σ_1 nella superficie interna, mentre l'albero è sostanzialmente in compressione in ogni suo punto, seppur con valori tensionali di un ordine di grandezza inferiore. La non omogeneità della distribuzione tensionale sulla camicia ed all'interno dell'albero evidenziata in alcune immagini è dovuta ad approssimazioni del programma di calcolo il quale, all'aumentare dell'interferenza, restituisce i valori corretti lungo l'ipotetica retta uscente dal centro ed inclinata di 45° rispetto all'asse x. Tali valori si possono osservare in tabella (11.2).

Interferenza (mm)	Tensione massima superficie interna camicia (MPa)	Tensione massima superficie esterna camicia (MPa)	Tensione massima sull'albero (MPa)
0.5	208	129	-27
0.6	248	151	-41,5
0.9	283	180	-23
1.0	323	207	-25
1.1	363	233	-27

Tabella (11.2): Tensioni rilevate sui componenti al variare dell'interferenza.

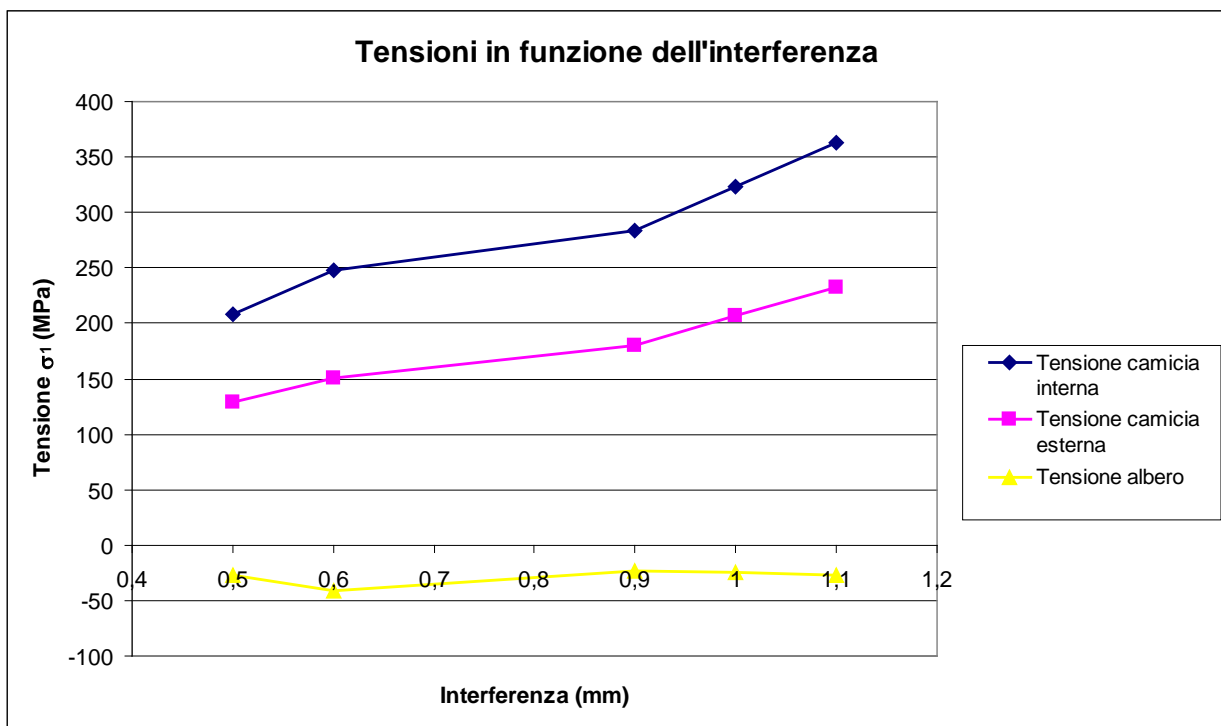


Grafico (11.6.1) : Andamento della tensione σ_1 al variare della severità dell'interferenza.

11.7 MODELLO 2.2

Tornitura dell'albero sino alla completa eliminazione dei fori longitudinali di raffreddamento, si procede in questo caso con un'ulteriore asportazione di 5mm sul diametro dell'albero. Scanalatura dell'albero ed assemblaggio con camicia liscia per interferenza. Il diametro esterno dell'albero risulta essere di 380mm, spessore camicia: 51.25 mm. Accoppiamenti per interferenza studiati: la differenza diametrale modellata è stata imposta in 0.6 mm (2.2a), ed 1 mm (2.2b),

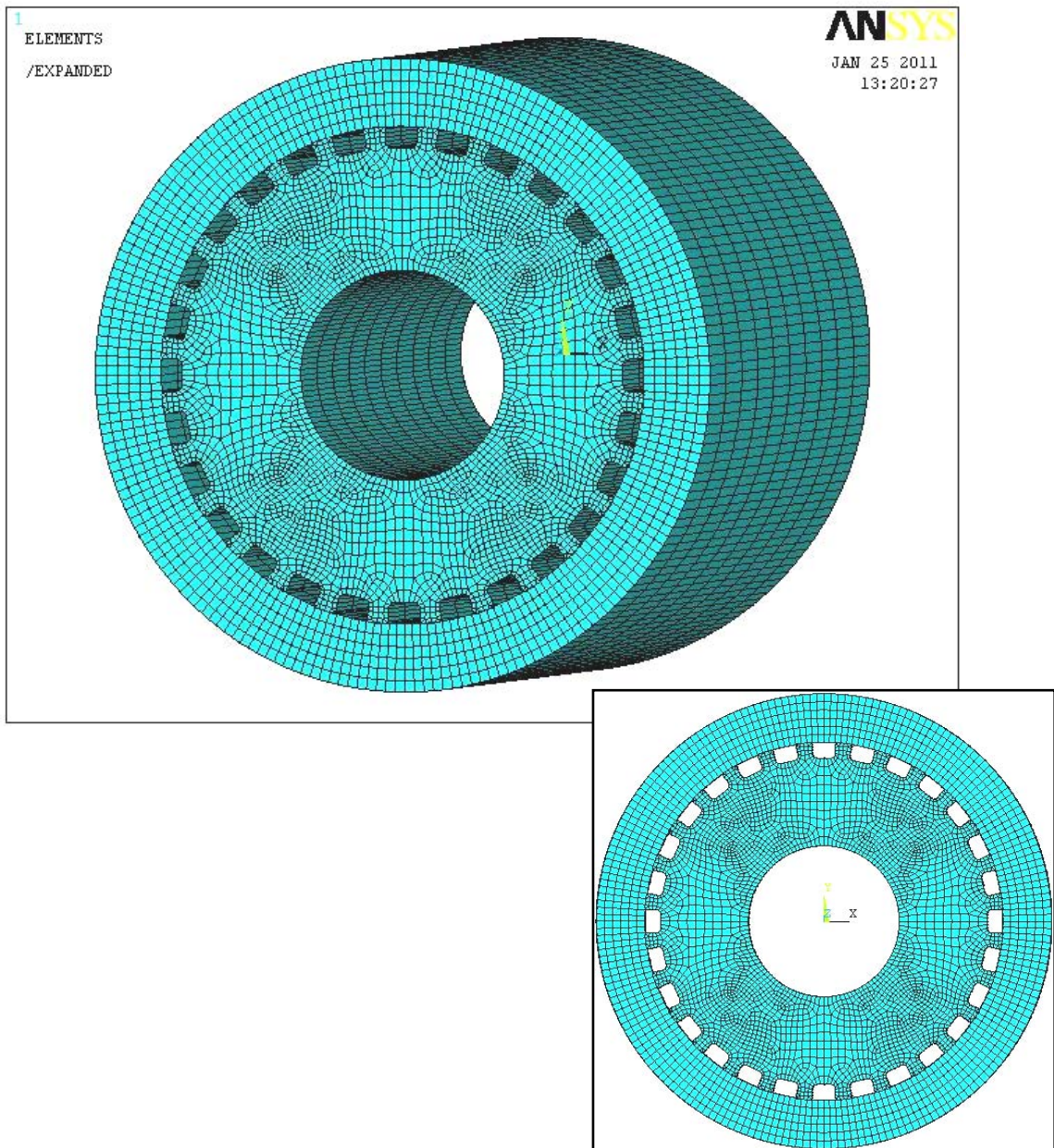


Figura (11.7.1): Immagine del modello solido dell'albero accoppiato con la camicia e vista frontale dell'assemblato, dotati di mesh.

Modello (2.2a): interferenza di 0.6mm.

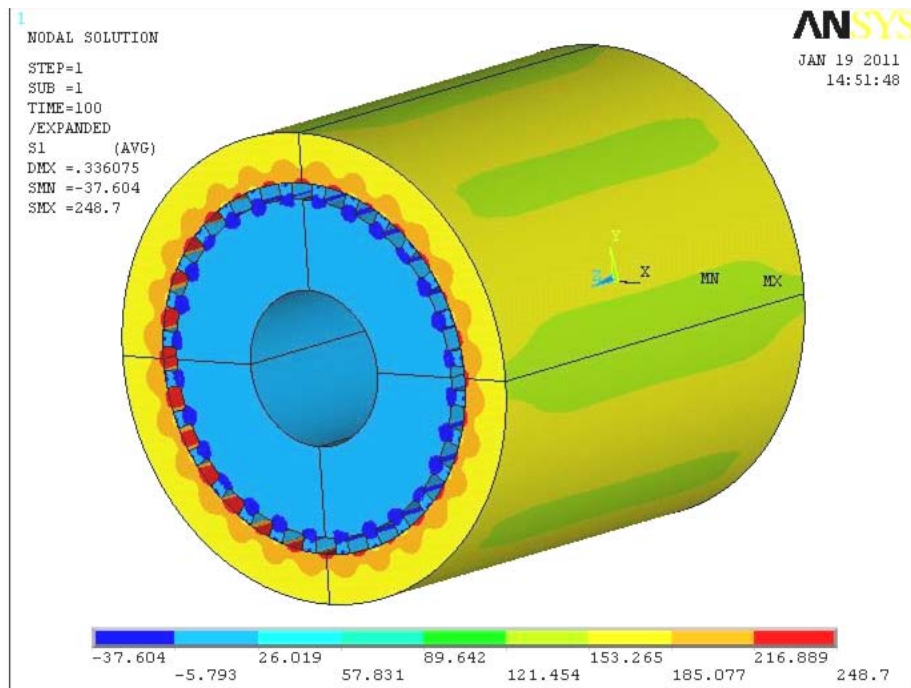


Figura (11.7.2): Stato tensionale del modello solido dell'albero accoppiato con la camicia, componente σ_1 .

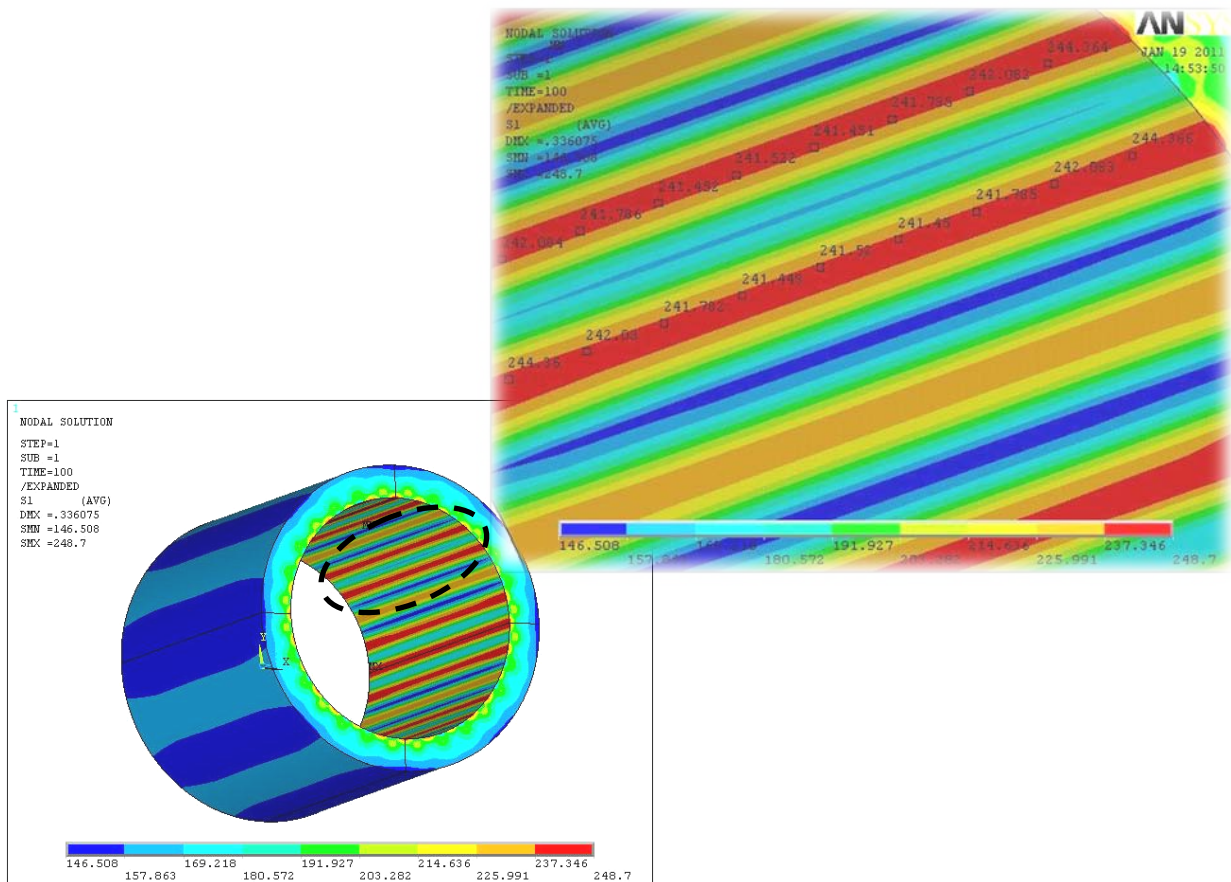


Figura (11.7.3): Tensione σ_1 presente sulla parte interna della camicia.

Modello (2.2b): interferenza di 1mm.

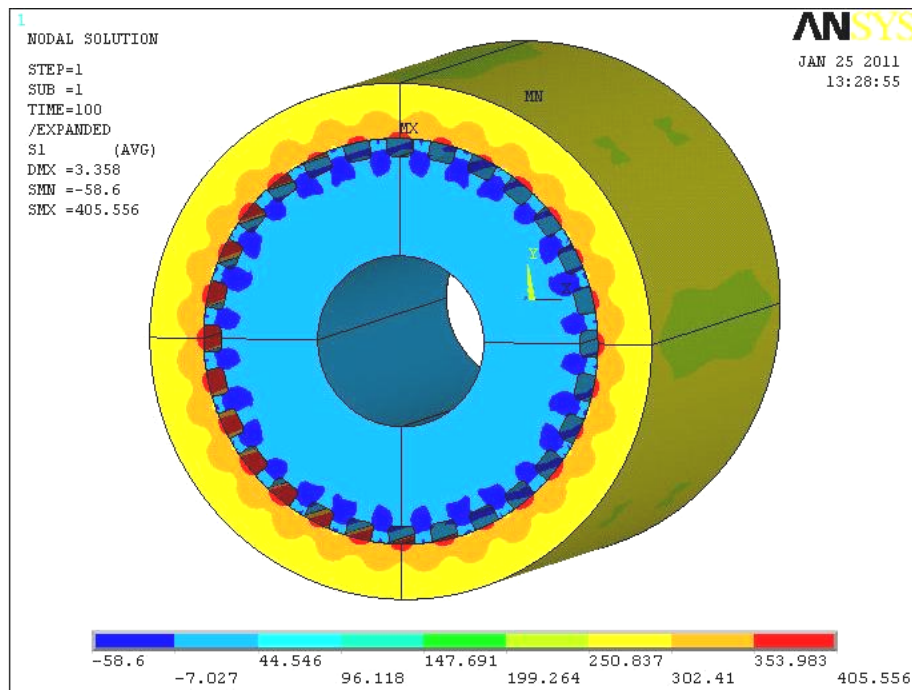


Figura (11.7.4): Stato tensionale del modello solido dell'albero accoppiato con la camicia, componente σ_1 .

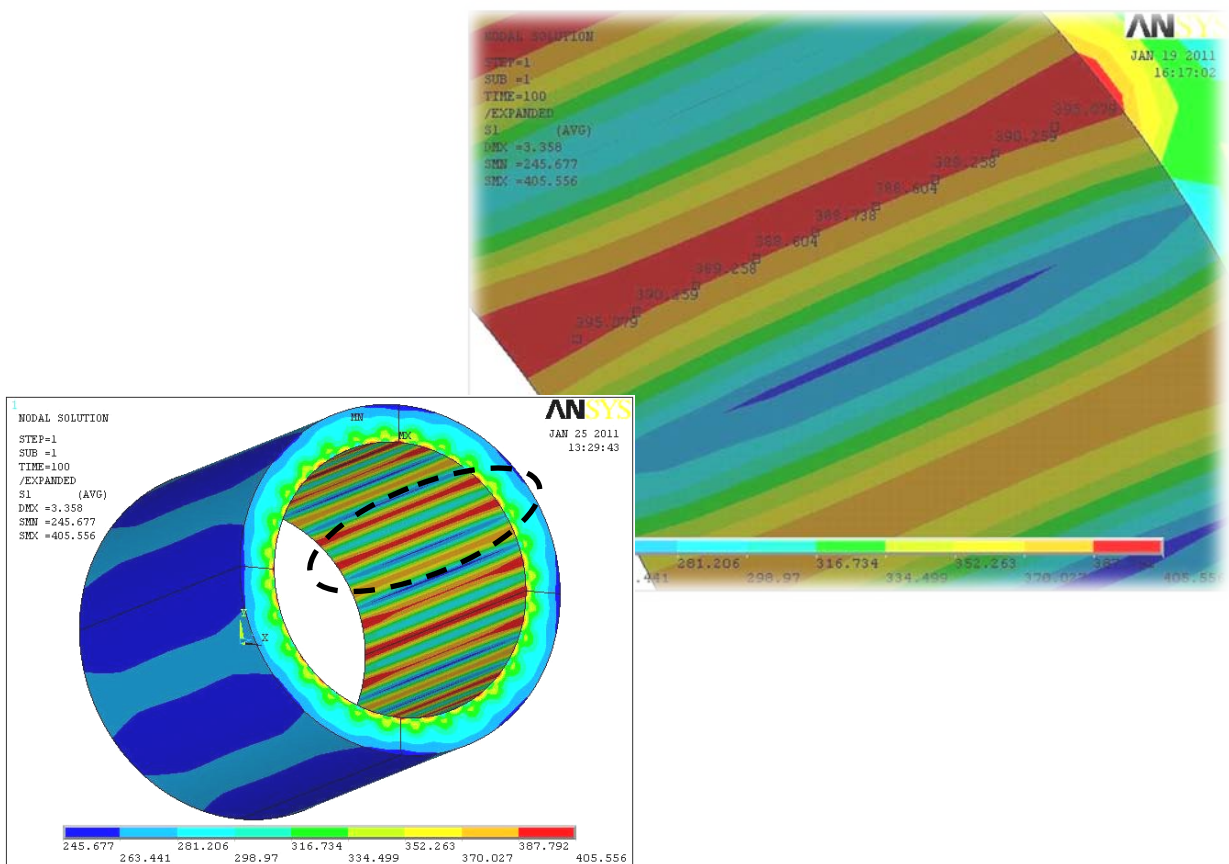


Figura (11.7.5): Tensione σ_1 presente sulla parte interna della camicia.

11.8 CONSIDERAZIONI SUL MODELLO 2.2

Nei due casi di interferenza studiati, il componente maggiormente sottoposto a tensioni critiche per la resistenza strutturale è la camicia. Su di essa infatti il programma di simulazione numerica ha evidenziato una tensione massima σ_1 sulla superficie interna in particolare negli spazi che si creano per effetto delle cave sull'albero. Quest'ultimo invece è sostanzialmente in compressione in ogni suo punto, seppur con valori tensionali di un ordine di grandezza inferiori. Tali valori si possono osservare in tabella (11.3).

Interferenza (mm)	Tensione massima superficie interna camicia (MPa)	Tensione massima superficie esterna camicia (MPa)	Tensione massima sull'albero (MPa)
0.6	249	153	-38
1	406	251	-59

Tabella (11.3): Tensioni rilevate sui componenti al variare dell'interferenza.

Per tale modello le interferenze studiate sono state esclusivamente di 0,6 e 1 mm in quanto la sola variazione rispetto al modello 2.1 risiedeva nell'aumento dello spessore della camicia pari a 5mm. Tale scelta strutturale è stata effettuata al fine di osservare se un aumento dello spessore della camicia producesse qualche vantaggio dal punto di vista tensionale, ma così non è risultato in quanto, per effetto della conseguente riduzione del diametro interno, il valore delle tensioni è aumentato. Al fine di rendere immediata la comprensione di tale differenza tensionale tra i due casi si riporta il grafico(11.8.1):

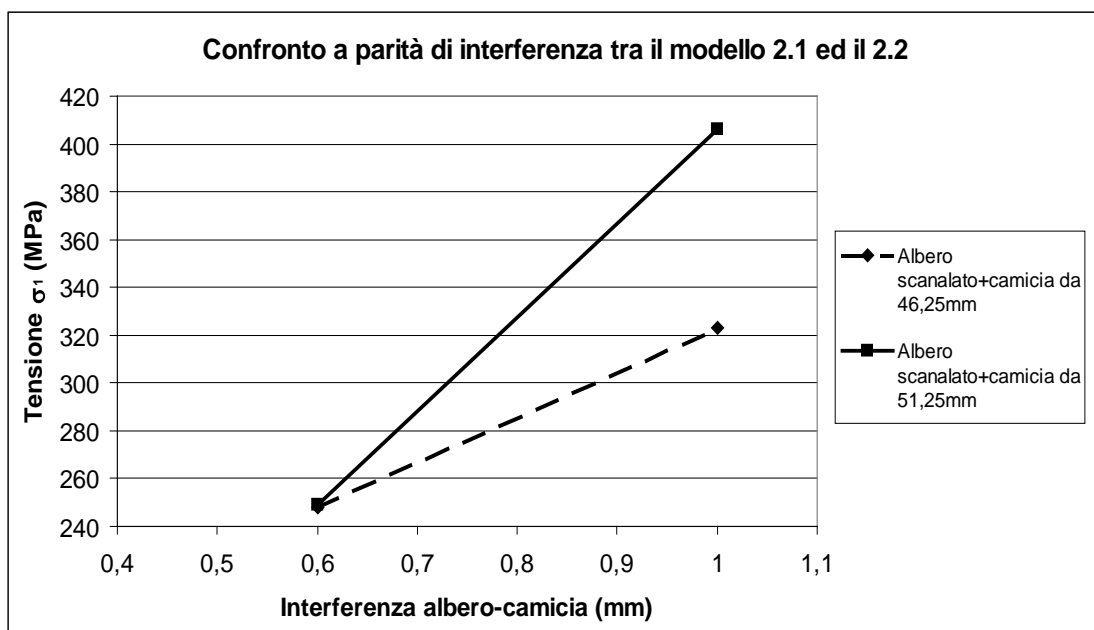


Grafico (11.8.1): Confronto delle tensioni che si generano sulla camicia per i modelli 2.1 e 2.2.

11.9 MODELLO 2.3

Tornitura dell'albero sino alla completa eliminazione dei fori longitudinali di raffreddamento. In questo caso si esegue la scanalatura della camicia la quale viene assemblata con l'albero liscio per interferenza. Diametro dell'albero: 390 mm, spessore camicia: 29.25 mm. Questa geometria richiede che vi sia una particolare accuratezza nel raccordo degli spigoli in quanto essi possono essere luogo di punti di intensificazione delle tensioni e quindi di nucleazione delle cricche. Per questo i modelli FEM sono particolarmente precisi ed affinati nella discretizzazione del continuo (figura (11.9.1)). In questo modello si è studiato il caso di interferenza di 0,6 mm, variando però la struttura della camicia eseguendo tre diverse geometrie con raggi di raccordo di 3 mm, 5 mm, 10 mm. In figura (11.9.1) sono anche evidenziati i punti critici per l'intensificazione delle tensioni i quali si ripetono in ugual modo in ogni cava.

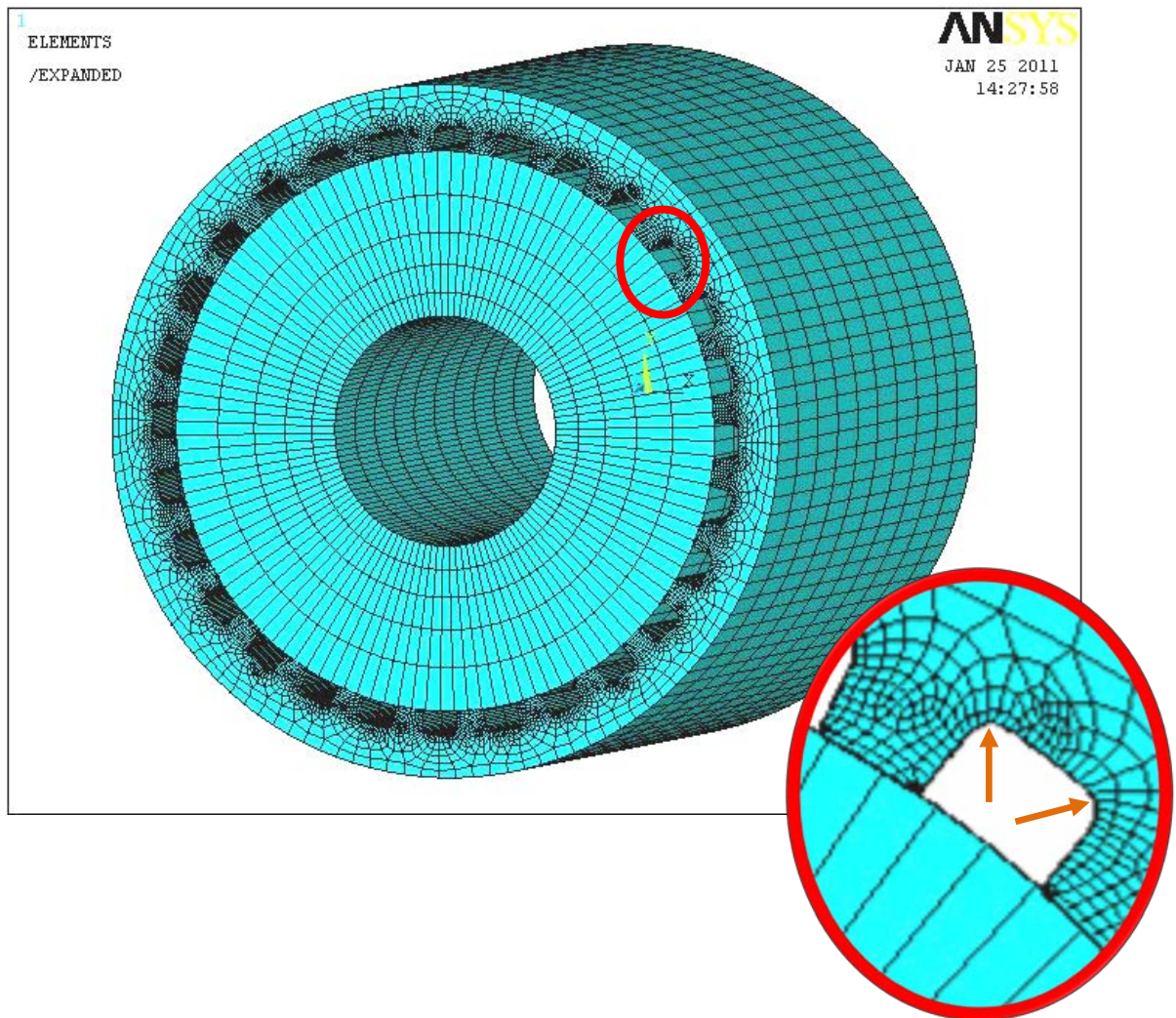


Figura (11.9.1): Immagine del modello dotato di mesh con ingrandimento dei punti critici in prossimità delle cave sulla camicia.

Modello 2.3, raccordo $r = 3\text{mm}$, interferenza di 0.6mm .

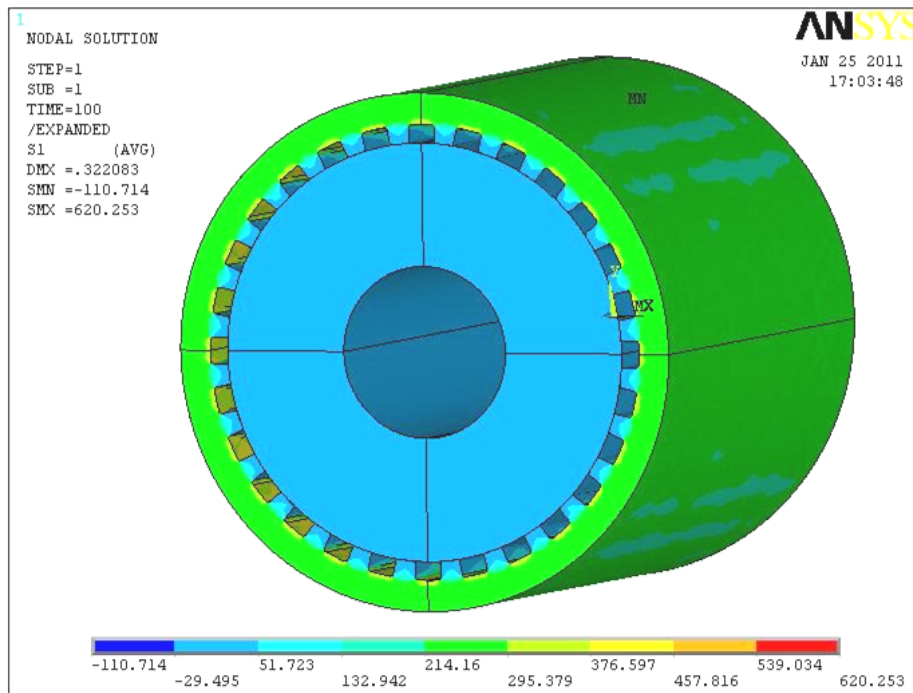


Figura (11.9.2): Stato tensionale del modello solido dell'albero accoppiato con la camicia, componente σ_1 .

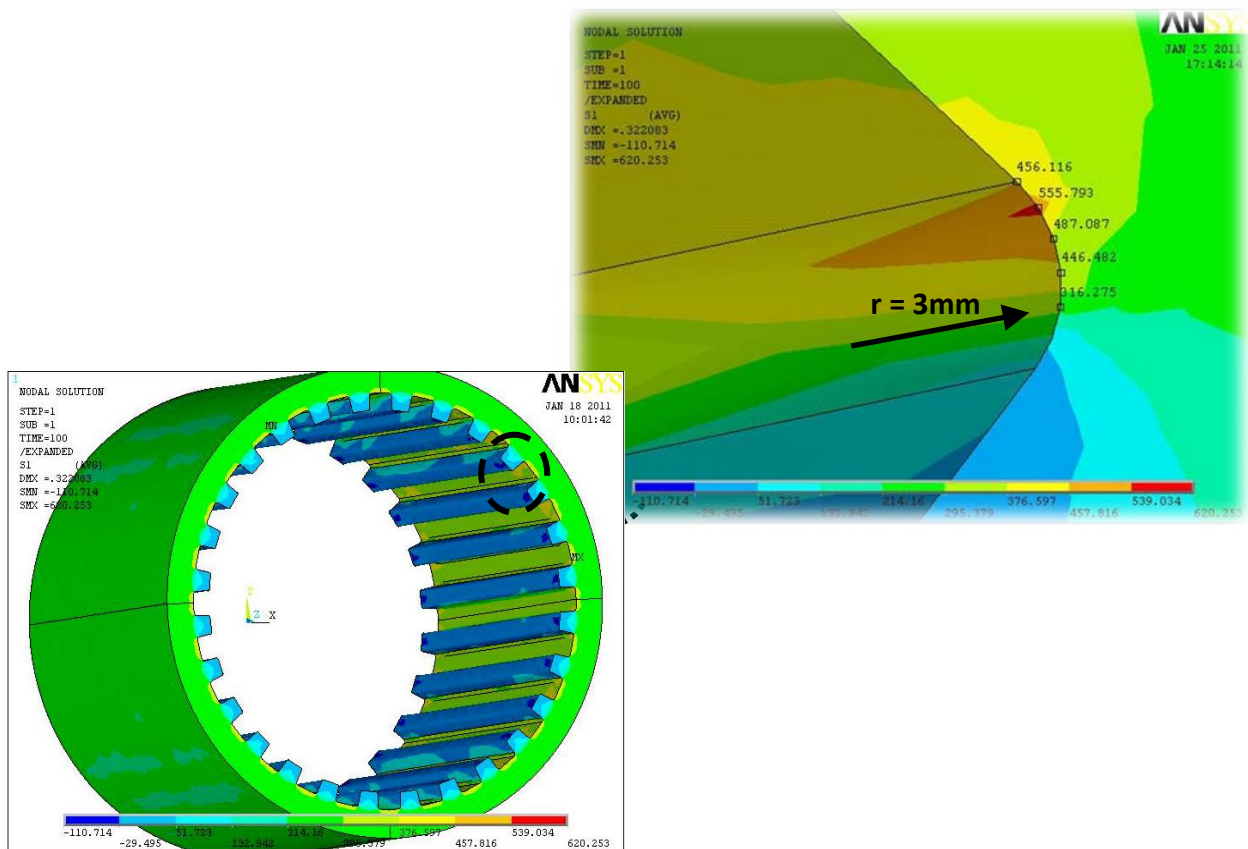


Figura (11.9.3): Tensione σ_1 presente sulla parte interna della camicia.

Modello 2.3, raccordo $r = 5\text{mm}$, interferenza di 0.6mm .

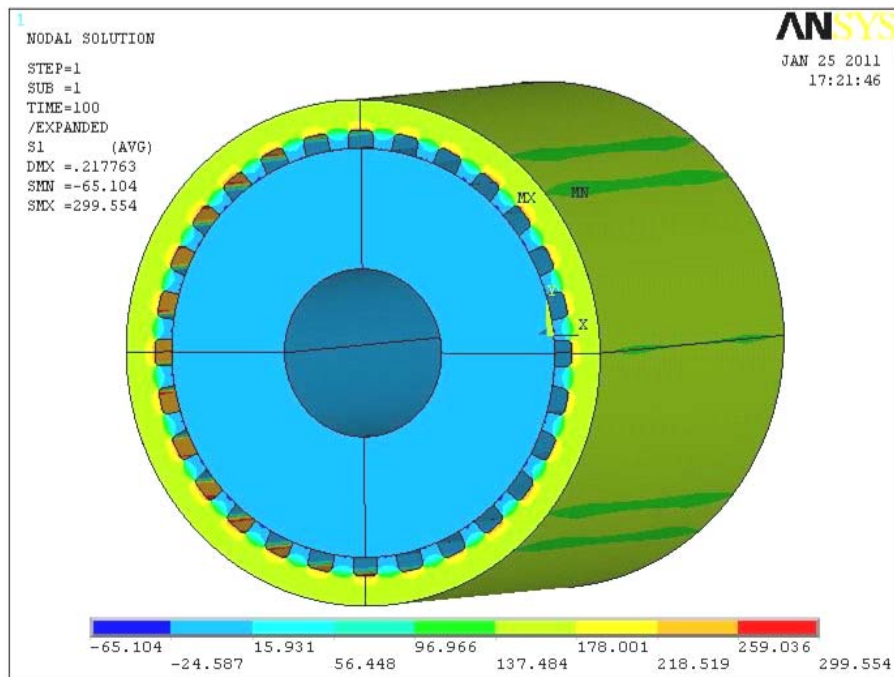


Figura (11.9.4): Stato tensionale del modello solido dell'albero accoppiato con la camicia, componente σ_1 .

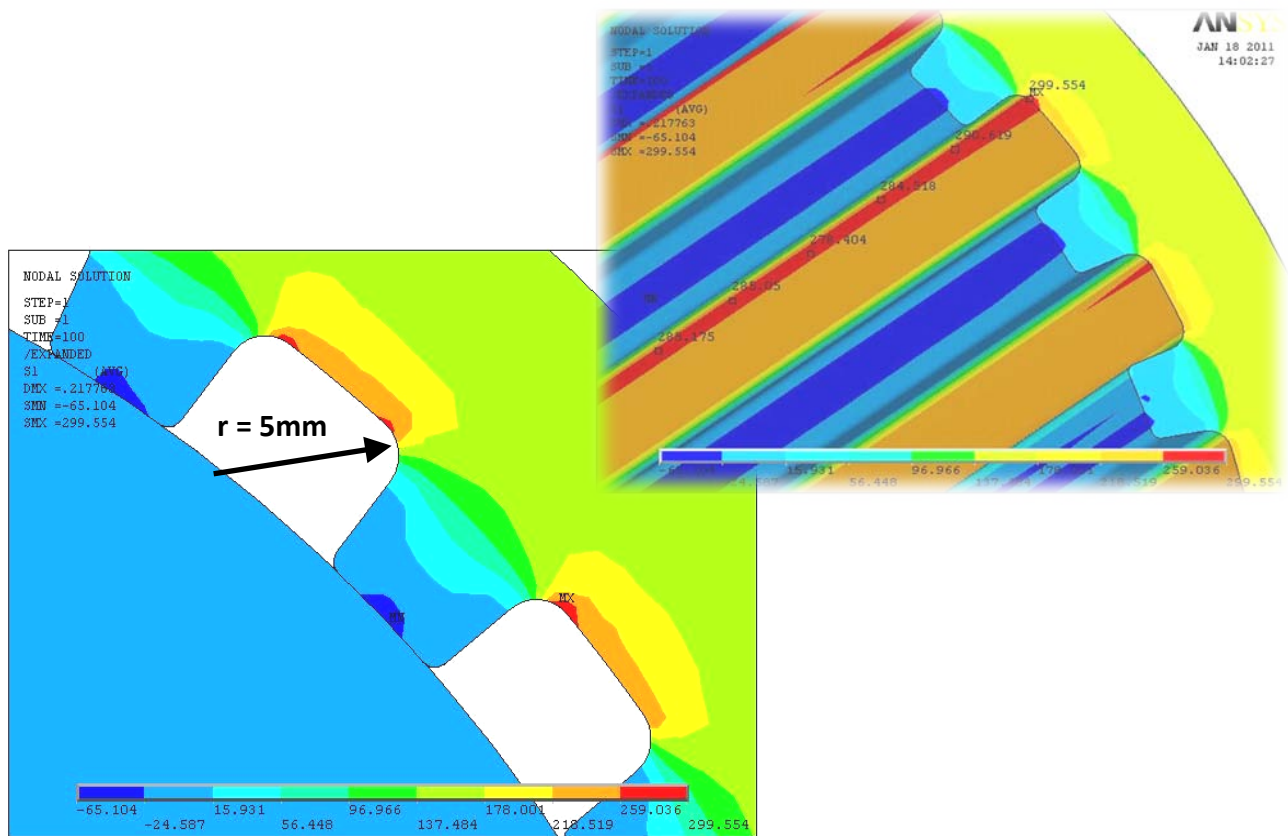


Figura (11.9.5): Tensione σ_1 presente sulla parte interna della camicia.

Modello 2.3, raccordo $r = 10\text{mm}$, interferenza di 0.6mm .

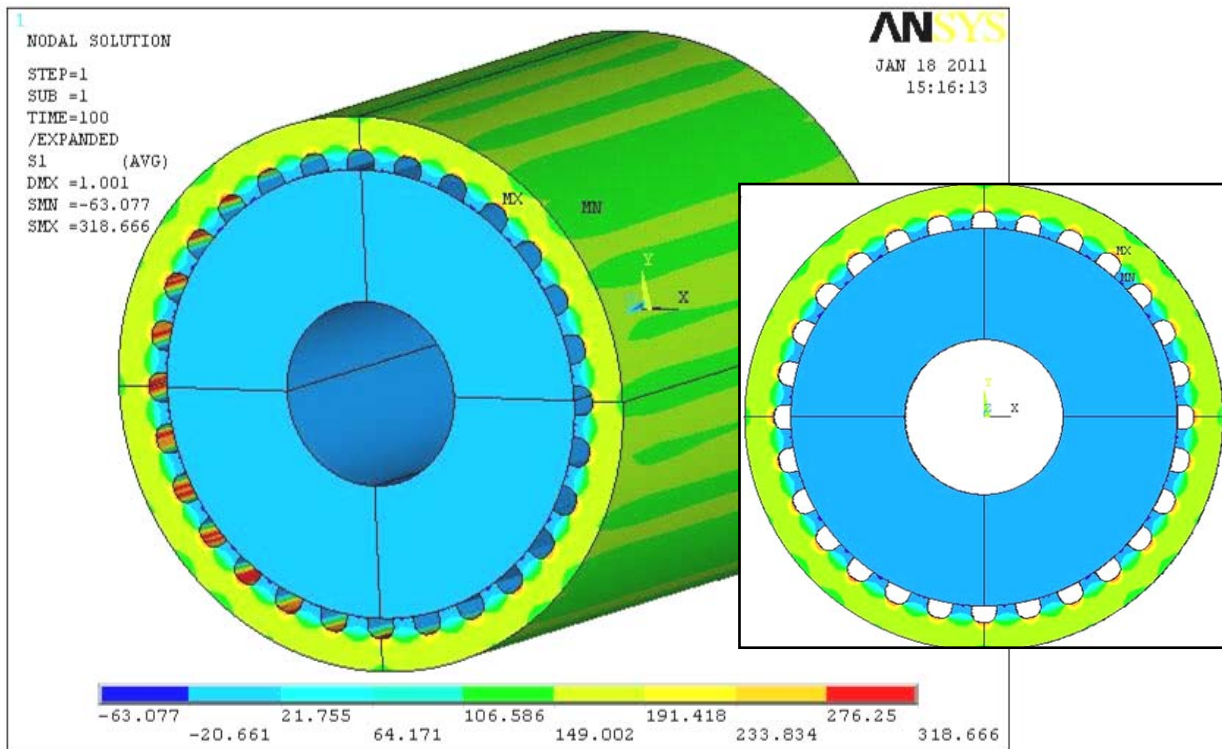


Figura (11.9.6): Stato tensionale dell'albero accoppiato con la camicia, componente σ_1 (con vista frontale).

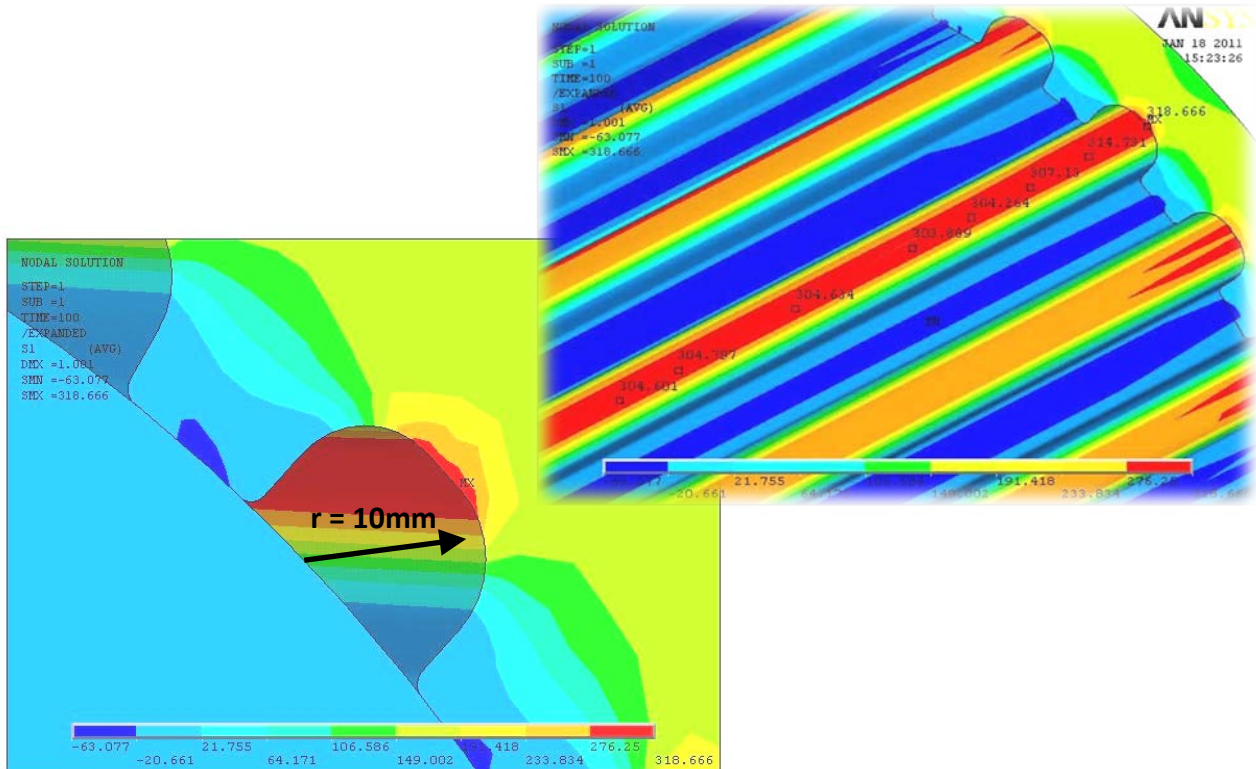


Figura (11.9.7): Tensione σ_1 presente sulla parte interna della camicia.

11.10 CONSIDERAZIONI SUL MODELLO 2.3

In questo modello, non si sono studiati immediatamente tutti i diversi casi di interferenza, come effettuato in precedenza, bensì si è studiato il solo caso di interferenza di 0,6 mm tra albero e guscio, variando però la struttura della camicia eseguendo dei raggi di raccordo di 3 mm, 5 mm, 10 mm. Tale scelta è stata effettuata in quanto il componente maggiormente sottoposto a tensioni critiche per la resistenza strutturale è la camicia. Su di essa infatti, sin dal primo modello studiato, si sono evidenziati dei punti nei quali si intensificava notevolmente la tensione massima σ_1 , più precisamente nei punti di raccordo nelle cave. Mantenendo quindi costante a 0,6 mm il valore dell'interferenza si sono modificati i raggi di raccordo come visibile nelle figure (11.9.3) (11.9.5) (11.9.7) e si sono ottenute le tensioni riportate in tabella (11.4).

Raggio di raccordo adottato (mm)	Tensione massima superficie interna camicia (MPa)	Tensione massima superficie esterna camicia (MPa)	Tensione massima sull'albero (MPa)
3	620	295	-29.5
5	300	137.5	-24.5
10	320	149	-21

Tabella (11.4): Tensione σ_1 in funzione dei raggi di raccordo adottati.

Osservando il grafico (11.10.1), per quanto riguarda la camicia si vede come un raggio di raccordo sulle cave di 3mm sia insufficiente in quanto le tensioni si intensificano e raggiungono valori di 620 MPa in prossimità del raccordo stesso. Un raggio di 5mm è sicuramente migliorativo, ma le tensioni, seppur dimezzandosi, sono ancora levate. Un naturale ragionamento ha quindi portato a progettare una geometria dotata di cave raccordate da 10 mm, ma contrariamente alle aspettative lo stato tensionale non è migliorato anzi è leggermente peggiorato denotando un indebolimento della struttura più generalizzato, ma comunque superiore al caso con raccordi da 5mm.

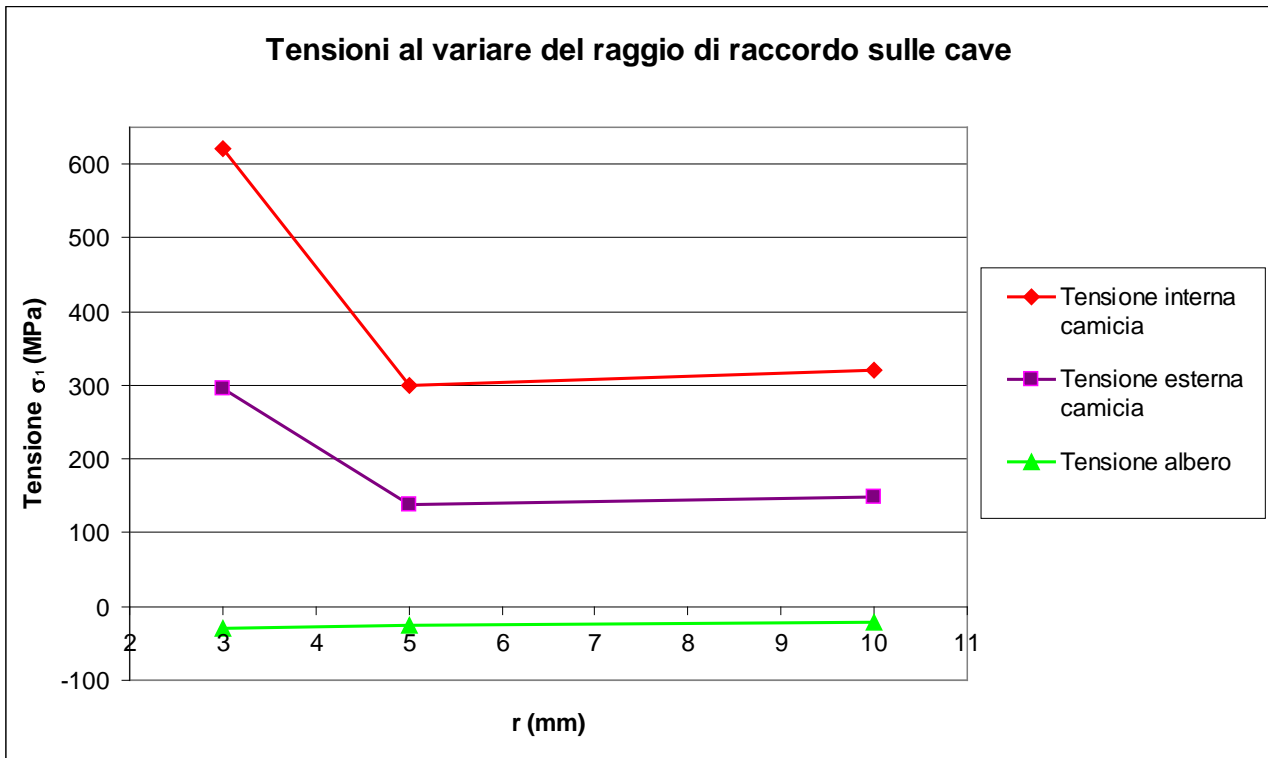


Grafico (11.10.1) :Tensione σ_1 rilevata internamente ed esternamente alla camicia e sull'albero, in funzione dei raggi di raccordo adottati.

11.11 MODELLO 2.4

Tornitura dell'albero sino alla completa eliminazione della presenza dei fori di raffreddamento. In questo modello viene proposta una soluzione ibrida che prevede la scanalatura dell'albero ed anche della camicia con assemblaggio dei due per interferenza. Il diametro dell'albero è di 380 mm, lo spessore minimo della camicia risulta di 46.25 mm. La soluzione è sicuramente interessante, ma assume una valenza quasi esclusivamente didattica in quanto le difficoltà in fase di assemblaggio del componente sarebbero note voli, per questo si è studiato un unico accoppiamento che prevede un'interferenza di 0.6mm

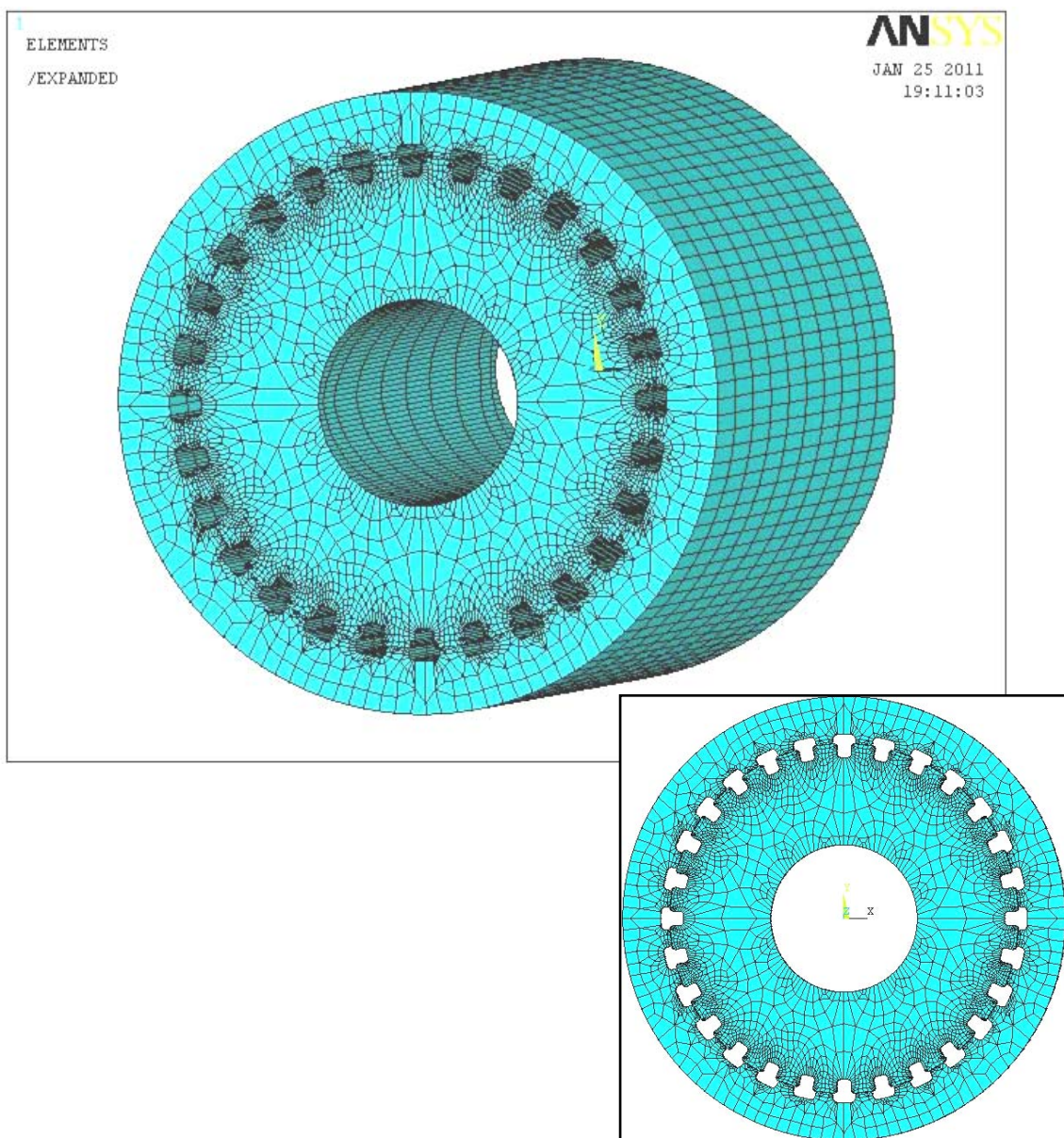


Figura (11.11.1): Immagine del modello solido dell'albero accoppiato con la camicia e vista frontale dell'assemblato, dotati di mesh.

Modello 2.4, interferenza di 0.6 mm.

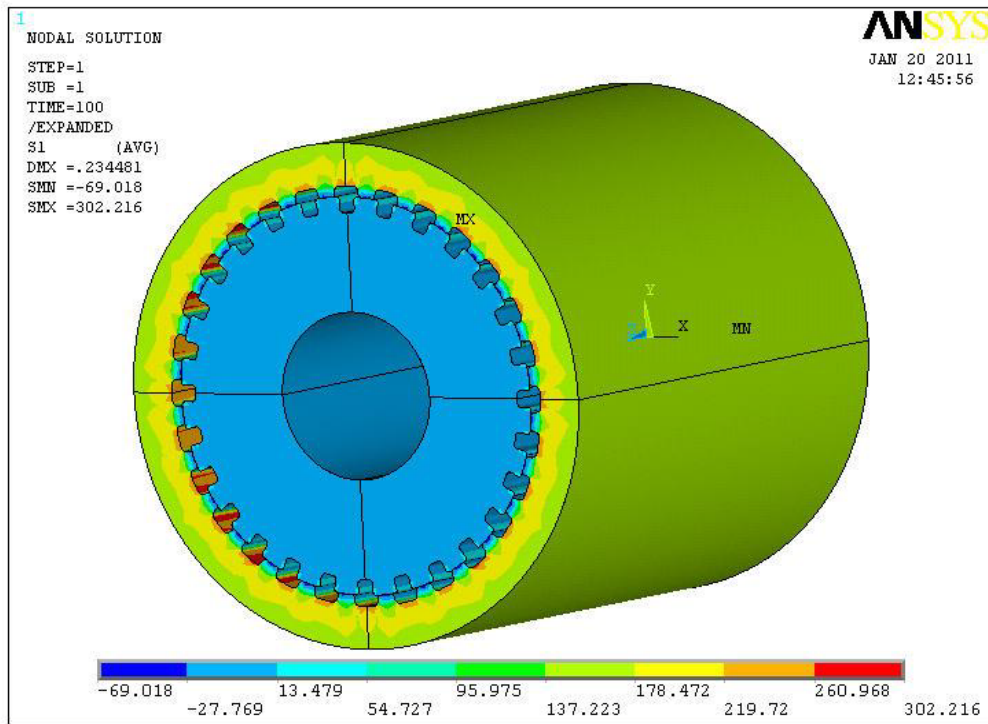


Figura (11.11.2): Stato tensionale del modello solido dell'albero accoppiato con la camicia, componente σ_1 .

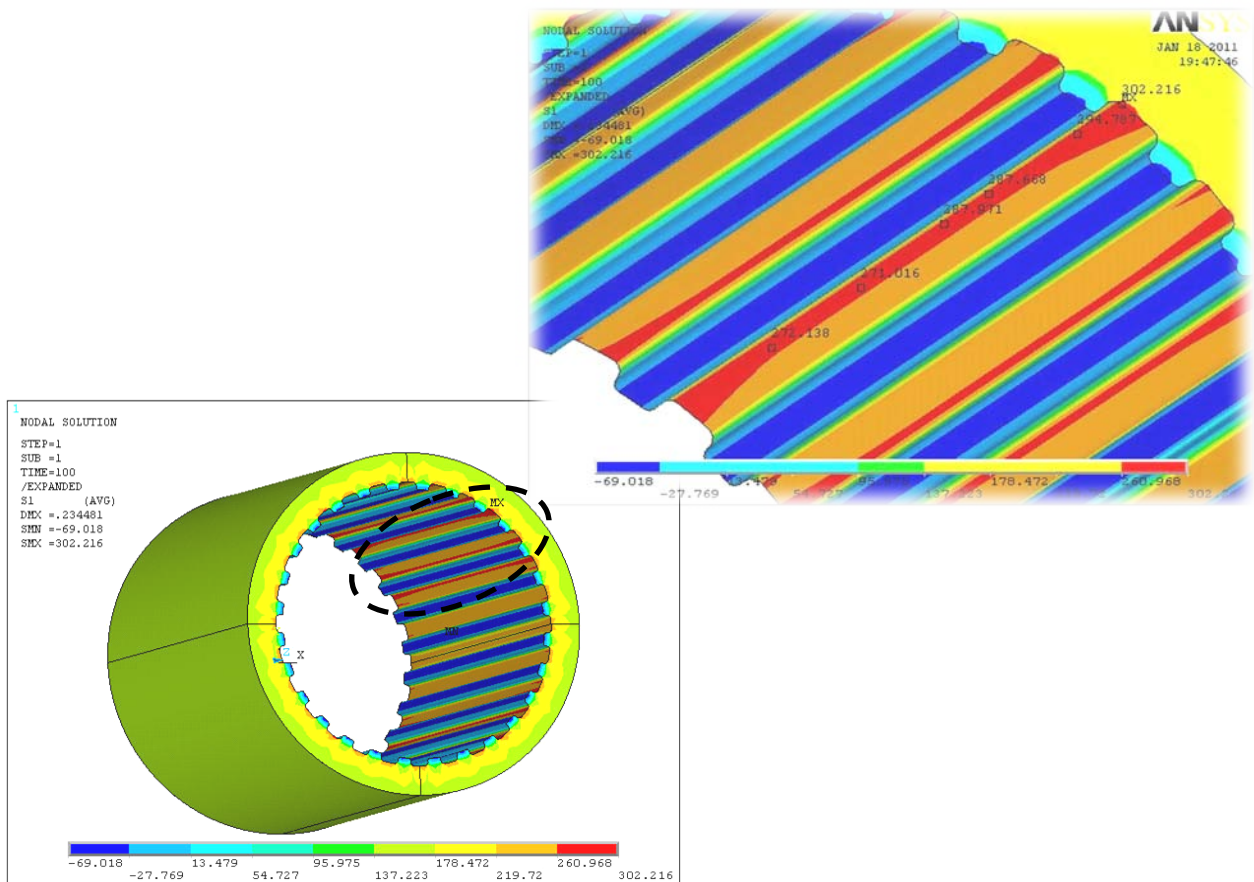


Figura (11.11.3): Tensione σ_1 presente sulla parte interna della camicia.

11.12 CONSIDERAZIONI SUI DIVERSI MODELLI TRATTATI E SCELTA DELLA GEOMETRIA ADEGUATA

Una volta che sono stati realizzati tutti i modelli e si è in possesso della conoscenza delle problematiche legate allo stato tensionale, si ha la possibilità di effettuare una scrematura passo-passo, considerando diversi fattori, delle diverse geometrie proposte.

In modo schematico e sequenziale i fattori discriminanti sono:

- ✓ *Stato tensionale della struttura in condizioni statiche, a parità di interferenza tra albero e camicia;*
- ✓ *Realizzabilità delle lavorazioni richieste e facilità di assemblaggio tra albero e camicia;*
- ✓ *Condizione di scambio termico il più possibile vicina alla configurazione di partenza o anche migliorativa;*

Confronto tensionale a parità di interferenza: 0.6mm

Modello	Tensione massima interno camicia (MPa)	Tensione massima esterno camicia (MPa)
<i>1</i>	<i>288</i>	<i>219</i>
<u><i>2.1</i></u>	<u><i>248</i></u>	<u><i>151</i></u>
<u><i>2.2</i></u>	<u><i>249</i></u>	<u><i>153</i></u>
<i>2.3 (r=5mm)</i>	<i>300</i>	<i>137.5</i>
<i>2.4</i>	<i>302</i>	<i>137</i>

Tabella (11.5): confronto tra le tensioni σ_1 rilevate sulla camicia nei diversi modelli, a parità di interferenza albero-camicia.

In termini di confronto tensionale il modello migliore risulta essere il 2.1, ovvero si esegue la tornitura dell'albero di partenza sino alla completa eliminazione dei fori longitudinali di raffreddamento ed una scanalatura dell'albero mediante fresatura, assemblaggio dello stesso con una camicia liscia per interferenza. Diametro esterno dell' albero: 390 mm, spessore camicia: 46.25 mm. Il modello 2.2 evidenzia un risultato solo leggermente superiore al 2.1, infatti è praticamente

uguale la geometria, ma il diametro esterno dell'albero scende a 380 mm e lo spessore della camicia aumenta sino a 51.25 mm.

Realizzabilità delle lavorazioni richieste e facilità di assemblaggio tra albero e camicia

Modello	Lavorazione alle M.U.	Assemblaggio
<u>1</u>	<i>Elementare</i>	<i>Elementare e rapido</i>
2.1	<i>Mediamente complessa</i>	<i>Elementare e rapido</i>
2.2	<i>Mediamente complessa</i>	<i>Elementare e rapido</i>
2.3 (<i>r = 5mm</i>)	<i>Complessa</i>	<i>Mediamente complesso</i>
2.4	<i>Complessa</i>	<i>Molto complesso</i>

Tabella (11.6): Confronto tra i diversi modelli in relazione alle lavorazioni meccaniche richieste e alla facilità di assemblaggio.

In questo caso risulta evidente che il modello più facile da realizzare è il modello 1 perché prevede che sull'albero venga eseguita una sola operazione di tornitura (operazione principale) al fine di asportare una parte di materiale fino alla mezzeria dei fori di raffreddamento. La camicia è un semplice cilindro cavo senza alcuna scanalatura.

Condizione di scambio termico il più possibile vicina alla configurazione di partenza o anche migliorativa.

Lo studio termodinamico preliminare prevede che si calcoli la capacità di asportazione di calore e conseguentemente la variazione della temperatura all'interno dello spessore del materiale che si interpone tra i fori di raffreddamento e la superficie esterna del rullo, responsabile del raffreddamento e della laminazione dello Zinco. Si è pensato quindi di linearizzare e di semplificare il più possibile il problema andando ad imporre che all'interno dei fori di raffreddamento, per tutta la lunghezza utile, il fluido si trovi alla temperatura costante di 20°C. Allo stesso modo, nell'effettuare i calcoli è stata adottata una temperatura esterna del rullo di 450°C per effetto del contatto con lo Zinco allo stato fuso. In questo modo, conoscendo i diversi spessori, calcolando le singole superfici di scambio e considerando che sia usato lo stesso materiale (80CrMoV12, coefficiente di scambio termico $\lambda = 20 \frac{W}{mK}$ a 20°C) è possibile calcolare la quantità di calore che il componente è in grado di trasmettere attraverso lo spessore (espressione (1)). Poi con l'inversione

della formula (espressione (2)), variando punto per punto la profondità rispetto alla superficie esterna, si può calcolare la temperatura presente e quindi diagrammare l'andamento delle temperature al variare degli spessori e delle sezioni di passaggio.

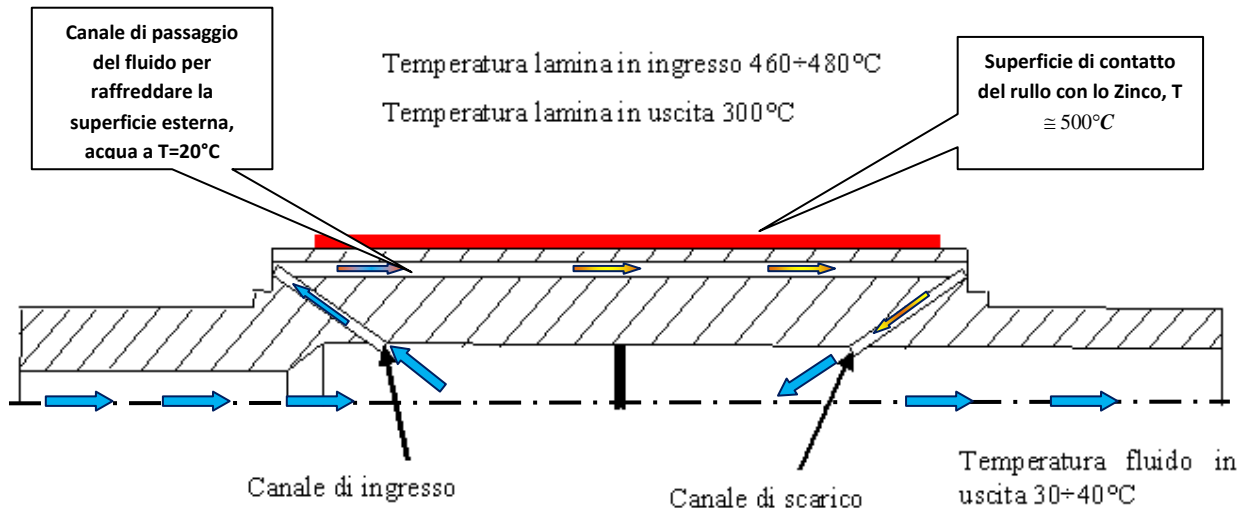


Figura (): Schema del sistema di raffreddamento del rullo di partenza.

Calcolo del calore scambiato:

$$q = \frac{(T-t)}{\frac{s}{\lambda * A}} \quad [W] \quad (1)$$

Calcolo della temperatura, a parità di calore scambiato, al variare dello spessore considerato:

$$T^1 = \frac{q}{A} * \frac{s^1}{\lambda} + t \quad [^{\circ}C] \quad (2)$$

Il modello 1 non è stato preso in considerazione in questo studio termico in quanto non ha una sezione di passaggio corrispondente alla soluzione di partenza, come avviene per tutte le altre geometrie. Il calore che passa attraverso lo spessore della camicia, per i diversi modelli, a parità di temperatura interna ed esterna risulta essere:

Modello	q [W]
<i>Modello di partenza</i>	17'710
2.1	10,982
2.2	20'529
<u>2.3</u> (r =5mm)	<u>9'829</u>
2.4	12'212

Tabella (11.7): Calore scambiato a seconda dei diversi modelli proposti.

Si riporta quindi nel grafico (11.11.5) un confronto tra le diverse geometrie, in relazione anche al modello di partenza, delle temperature presenti al variare della profondità considerata. La pendenza delle rette cambia al variare della capacità delle geometrie di ridurre entro il proprio spessore quanto più rapidamente possibile la temperatura presente nel materiale.

Confronto delle temperature all'interno dello spessore della camicia

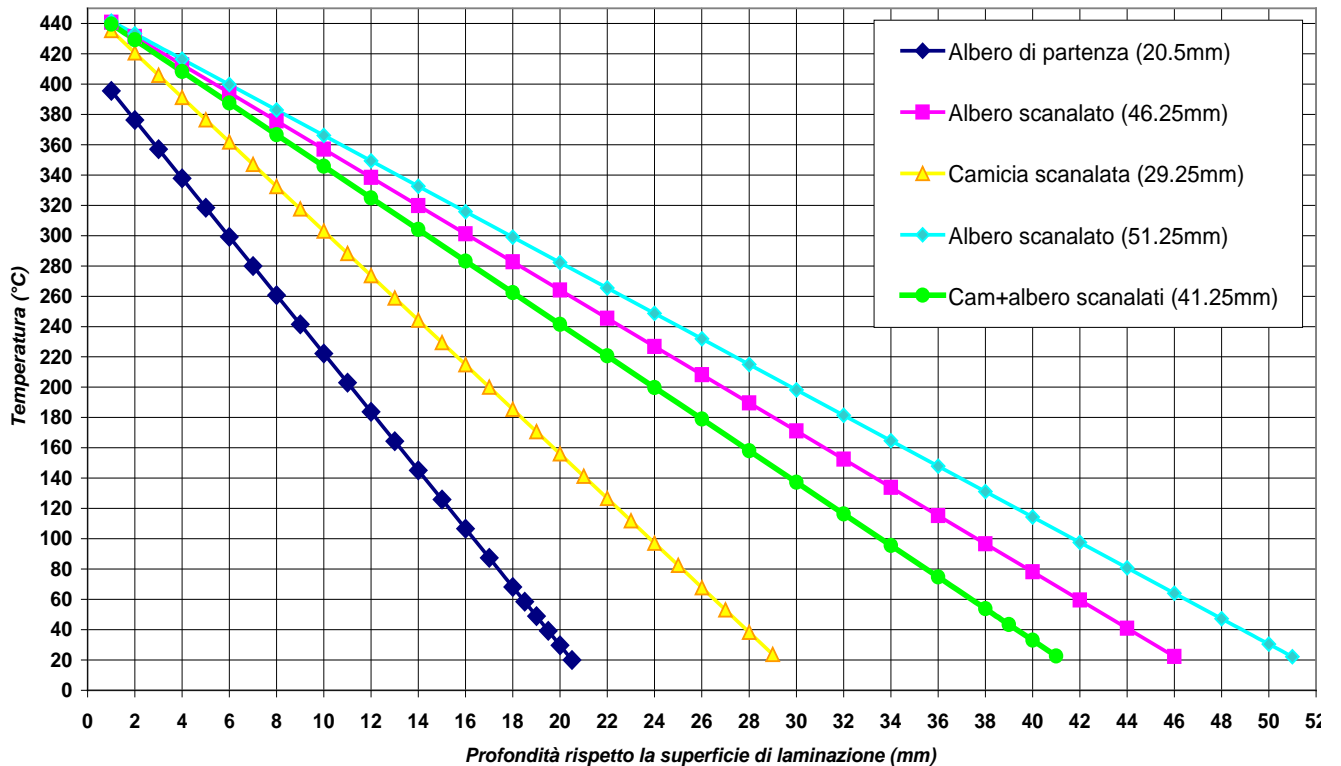


Grafico (11.11.5): Confronto, tra le diverse geometrie, delle temperature presenti al variare della profondità considerata.

Si osserva che nessuna delle geometrie proposte si avvicina alla condizione termodinamica dell'albero di partenza. Tale evento si verifica proprio perché essa presenta uno spessore di materiale tra i canali di raffreddamento e la superficie esterna molto ridotto (20.5 mm), ma è proprio uno dei motivi per cui tale soluzione geometrica non resisteva ai carichi in fase di lavoro. Dal punto di vista delle temperature all'interno dello spessore, alle condizioni fissate, il modello migliore è il 2.2, ovvero una camicia scanalata assemblata con l'albero liscio.

11.13 SCELTA FINALE DEL MODELLO DA SVILUPPARE

Le geometrie che offrono il miglior compromesso fra i tre punti considerati al paragrafo (), sono il modello 2.1 ed il 2.2. Dal punto di vista tensionale offrono le migliori garanzie resistenziali. Osservando il contributo di realizzabilità delle lavorazioni richieste e la facilità di assemblaggio tra albero e camicia sono assolutamente simili tra loro e non presentano particolari difficoltà. Dal punto di vista termico invece non sono la miglior soluzione, ma tale studio verrà affrontato in modo più approfondito in appendice [A.2] Tra i due casi però, il modello 2.1 denota una miglior efficienza, motivo per cui è stato preferito al modello 2.2.

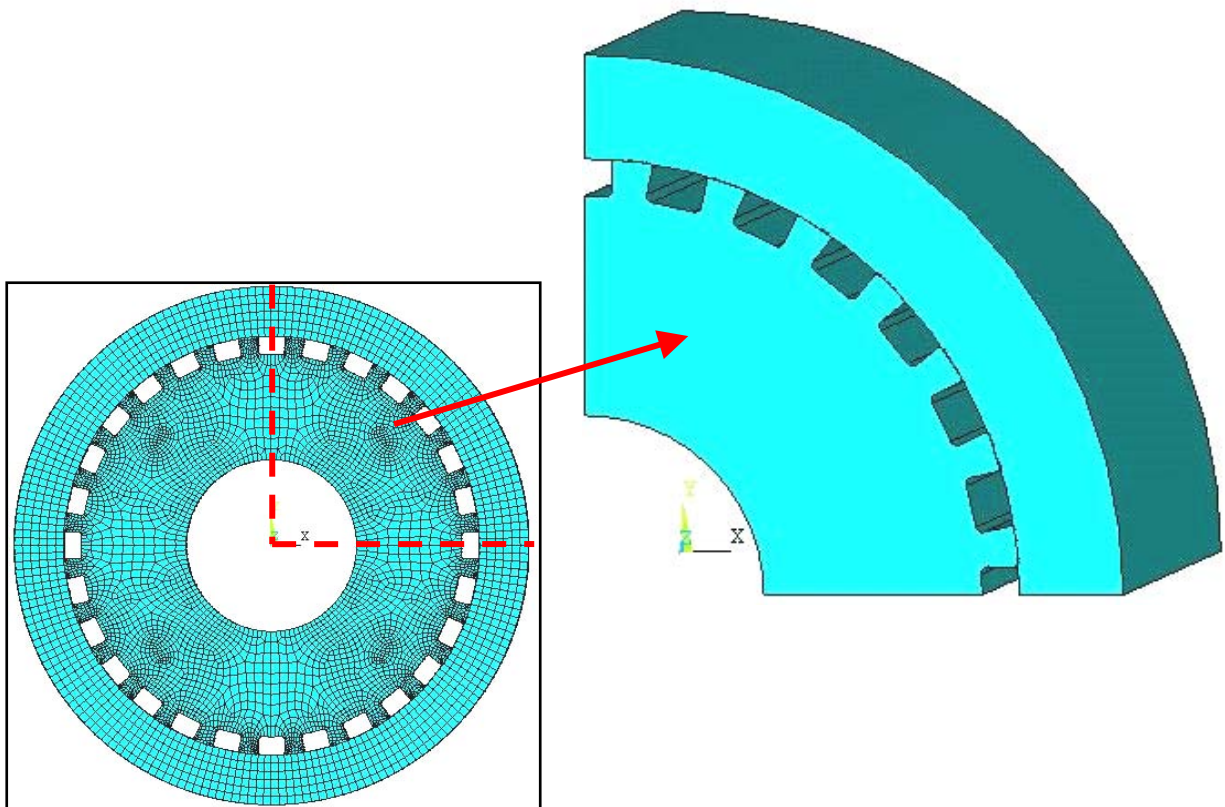


Figura (11.13.1): Modello scelto per la prosecuzione dello studio del rullo di laminazione.

Al fine di rendere ancor più completa l'analisi sul rullo, riguardo l'interferenza tra l'albero e la camicia, si riporta la deformata della struttura completa dell'assemblato. In particolare, si aumenta la scala di visualizzazione del 200% rispetto la normale in modo da rendere più chiara la visualizzazione delle zone maggiormente deformate, figura (11.13.2) .

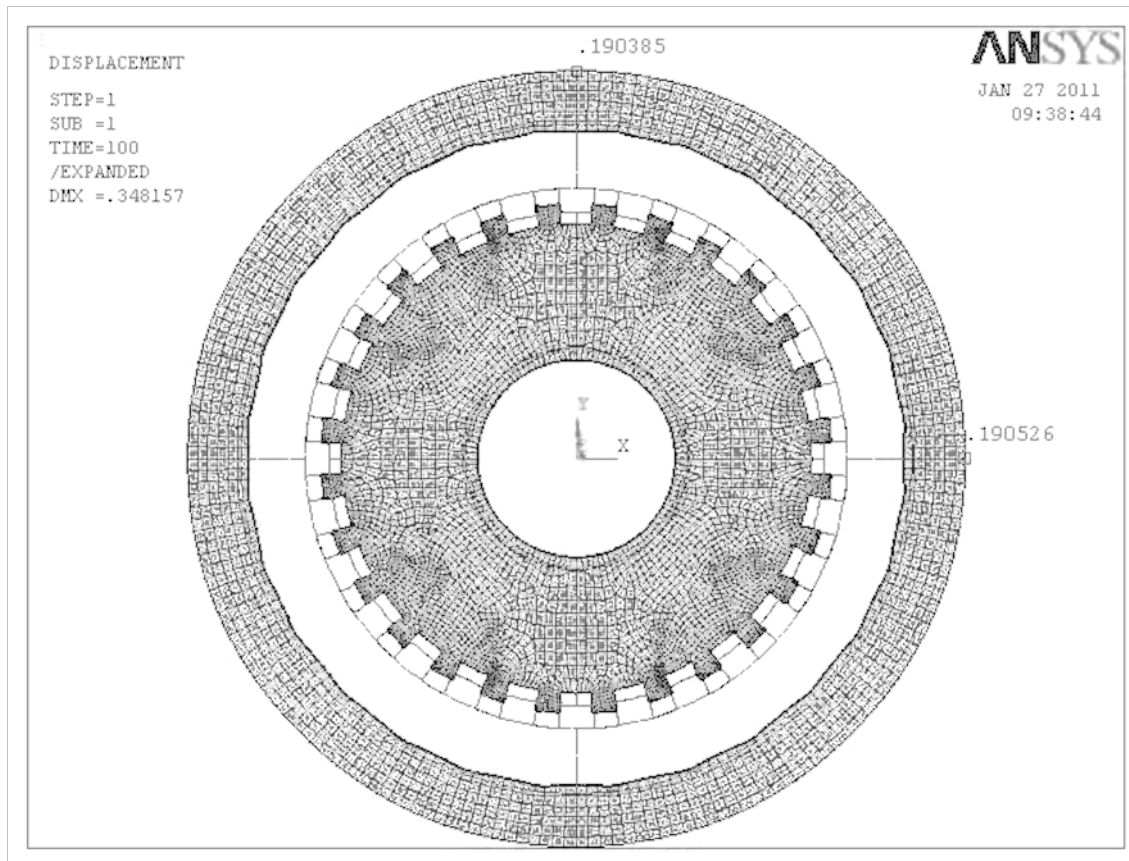


Figura (11.13.2): Deformata della struttura in vista frontale amplificata del 200%.

Si vede come l'albero subisca una compressione ed al tempo stesso la camicia tenda ad espandersi, come giusto che sia visto lo stato interferente tra i due componenti.

Il contorno esterno della camicia è perfettamente circolare e non presenta delle eventuali ondulazioni che potrebbero essere causate dall'alternanza di cave e denti dell'albero interno in pressione sulla stessa. Tale circolarità è fondamentale in quanto permette una migliore laminazione dello Zinco.

Nella figura (11.13.2) sono riportati anche gli spostamenti U_x ed U_y della superficie esterna della camicia in due punti diametralmente posti a 90° di differenza l'uno dall'altro e si vede che presentano una discrepanza di $2 \cdot 10^{-4}$ mm, valore assolutamente accettabile.

11.14 CALCOLO DEL MOMENTO TORCENTE TRASMISSIBILE

Il moto rotatorio del rullo consente al componente più esterno, la camicia, di effettuare la laminazione dello Zinco. Chiaramente, come visto nel capitolo precedente, gli attuatori mettono in rotazione gli alberi i quali a loro volta trascinano la camicia che è solidale ad esso grazie all'accoppiamento per interferenza. Si rende dunque necessario effettuare il calcolo della pressione sulla superficie interna che nasce dal contatto interferente per poi, conseguentemente all'entità di quest'ultima, ricavare il momento torcente trasmissibile per la configurazione scelta.

Le dimensioni indispensabili al calcolo della pressione che si instaura al contatto tra albero interno e camicia esterna, sono riportate in tabella (11.8) e schematizzate in figura (11.14.1):

Diametro nominale d ($\sim d_a \sim d_f$)	Lunghezza contatto L	Diametro esterno D	Diametro reale foro d_f	Diametro reale albero d_a	Interferenza diametrale i ($= d_a - d_f$)
356 mm	1410 mm	482.5 mm	389.4 mm	390 mm	0.6 mm

Tabella (11.8): Dimensioni utili al calcolo del momento torcente trasmissibile

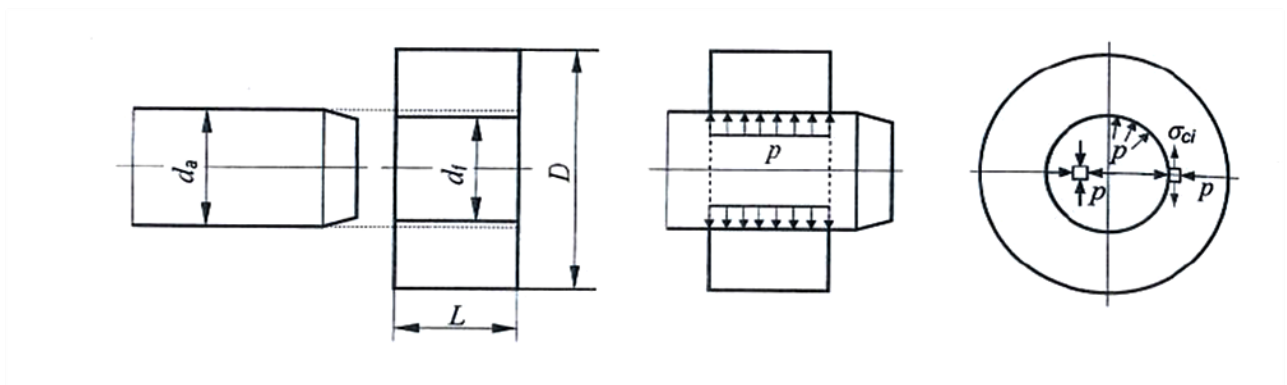


Figura (11.14.1) : Interferenza, schema semplificato dell'accoppiamento albero-camicia.

Noto che, arrivati a questa fase della progettazione si è scelto di sviluppare il progetto con geometria di albero scanalato accoppiato con camicia liscia (figura (11.14.2)), risulta evidente che l'albero non presenterà tutta la superficie a contatto con la camicia, bensì solo le "creste" che nascono per effetto della scanalatura longitudinale. Di questo bisogna tenerne conto nel calcolo del momento torcente trasmissibile.

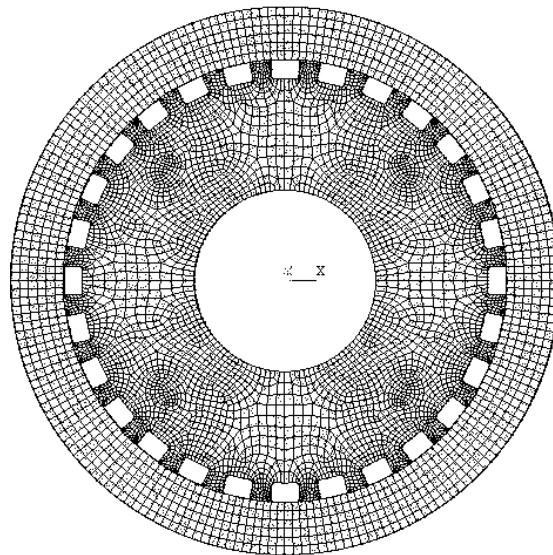


Figura (11.14.2): Sezione del componente assemblato. Si distinguono gli archi di contatto che si estendono per l'intera lunghezza di laminazione.

L'albero è costruito in 80CrMoV12, per questo tipo di acciaio si assume il valore del modulo elastico $E = 215'000$ MPa.

La pressione, che sarà di tipo idrostatico, sul bordo dell'albero viene calcolata come:

$$P = E * \frac{i}{d} * \frac{1 - (d/D)^2}{2} \quad (1)$$

Al fine di calcolare il momento torcente si utilizza un coefficiente di attrito tra la camicia e l'albero pari ad $f = 0.3$ (acciaio con acciaio). Il valore riportato in letteratura corrisponde ad $f = 0.4$, ma la presenza dell'acqua di raffreddamento tra le cave potrebbe avere l'effetto di lubrificare (anche se solo parzialmente) le superfici. Per questo motivo si è deciso di operare in favore di sicurezza abbassando il coefficiente di attrito da 0.4 a 0.3 .

La pressione che si genera all'interfaccia, per effetto dell'accoppiamento tra albero e camicia risulta essere quindi:

$$P = 82 \text{ MPa}$$

Conoscendo questo dato è quindi possibile effettuare il calcolo del momento torcente massimo trasmissibile per attrito. Come evidenziato in precedenza, l'albero non avrà tutta la superficie a contatto con la camicia, bensì solo alcuni intervalli che nascono come conseguenza delle scanalature realizzate per fresatura (in figura(11.14.3) è schematizzato il contatto ridotto).



Figura (11.14.3): Ingrandimento dell'arco di contatto tra albero e camicia.

La formula estesa corrisponde a :

$$M_t = \frac{Arco * L * f * p * d}{2} \quad (2)$$

Conoscendo l'apertura angolare di ogni arco ed il suo posizionamento diametrale è possibile calcolarne l'estensione. Un arco corrisponde a 0.961 radianti, tale valore si moltiplica per il raggio di contatto $r = 195 \text{ mm}$ e si ottiene che un arco corrisponde ad una lunghezza di contatto 18.8 mm .

Sono note ora tutte le incognite e si può calcolare il momento torcente massimo trasmissibile:

$$M_t = 3367 \text{ Nm}$$

Il dato di progetto prevede che il momento torcente trasmissibile sia di 3370 Nm. Tale valore è quindi ad una quota vicina al limite, ma non desta alcuna preoccupazione in quanto fino ad ora si è sempre operato effettuando delle scelte in favore di sicurezza. Inoltre nel progetto finale è noto che la camicia sarà comunque fissata alle estremità tramite un coperchio con viti passanti, con effetto primario di chiudere il sistema di raffreddamento, ma anche di collegarla all'albero in rotazione permettendo così di sgravare all'attrito parte del momento torcente da trasmettere. Infine si deve considerare il fatto che la camicia in fase di laminazione viene notevolmente sollecitata e premuta contro l'albero il quale va a far incuneare conseguentemente i propri denti sulla superficie interna della camicia contribuendo ad evitare che si verifichino fenomeni di slittamento tra i due componenti.

Capitolo 12

PATH CIRCONFERENZIALI E LONGITUDINALI

Al fine di studiare a fondo lo stato tensionale e le deformazioni che si sviluppano per effetto dell'accoppiamento interferente, si è andati a ricavare le tensioni presenti sulla superficie interna della camicia la quale è il componente più sollecitato. In questo modo si riesce quindi ad avere una panoramica completa e dettagliata del comportamento della camicia esterna per effetto della soluzione progettuale adottata di effettuare un accoppiamento con interferenza diametrale di 0.6 mm, sfruttando il modello agli elementi finiti già realizzato in precedenza.

12.1 LOCALIZZAZIONE DEI PATH E GIUSTIFICAZIONE DELLE SCELTE

Come anticipato nell'introduzione, in ambiente di lavoro Ansys si è scelto di considerare la sola camicia in un quarto della propria estensione circonferenziale, adoperando il modello con uno sviluppo longitudinale di 500 mm dotato di spigoli dell'albero raccordati ed interferenza albero-camicia ancora una volta di 0.6 mm, essendo la geometria sulla quale si è sviluppato il progetto.

In figura (12.1.1) si nota la sezione effettuata sul modello intero e quindi la parte di camicia esterna risultante considerata.

La sezione circonferenziale che si ottiene corrisponde ad un arco dello spessore di 41.25 mm di ampiezza angolare di 90° lungo il quale, sulla linea interna di contatto (che si estende per una lunghezza di 500 mm generando la superficie), sono presenti 51 nodi sui quali è possibile ricavare il valore puntuale di tensioni e spostamenti.

Tra un nodo ed il successivo sono stati ricavati in output cinque valori utili alle analisi, sfruttati soprattutto per poter ottenere uno stato tensionale maggiormente dettagliato, mentre per il valore delle deformazioni sono sufficienti i cinquantuno dati ottenuti direttamente dai nodi.

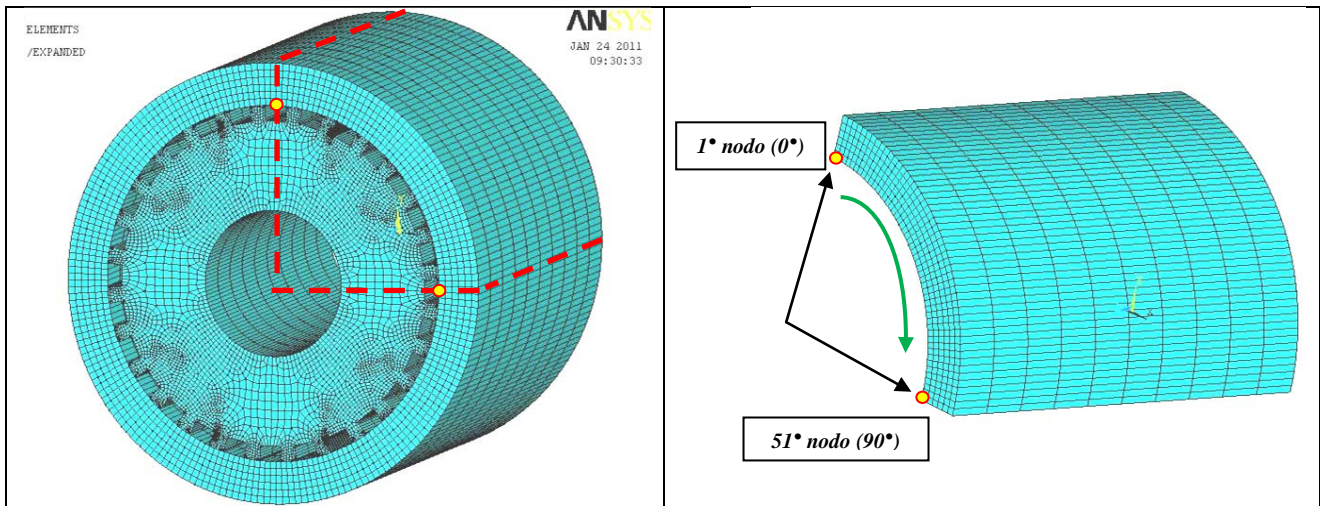


Figura (12.1.1): Immagine del modello e schematizzazione della sezione di camicia considerata.

I path creati sui nodi del modello sono quattro: un path circonferenziale frontale, uno circonferenziale interno (250 mm in profondità al modello) un path longitudinale a 90° ed un ultimo longitudinale a 45° (per il punto di riferimento delle angolazioni vedi figura (12.1.1)).

In figura (12.1.2) si riporta l'immagine dei nodi che compongono la struttura e le linee lungo le quali sono stati generati i path; si può notare anche l'ordine con il quale vengono selezionati i nodi mediante l'uso di frecce orientate. Vengono utilizzati i nomi di *Path circonferenziale 1* (frontale), *Path circonferenziale 2* (interno a 250 mm dal frontale), *Path longitudinale 1* (45°), *Path longitudinale 2* (90°).

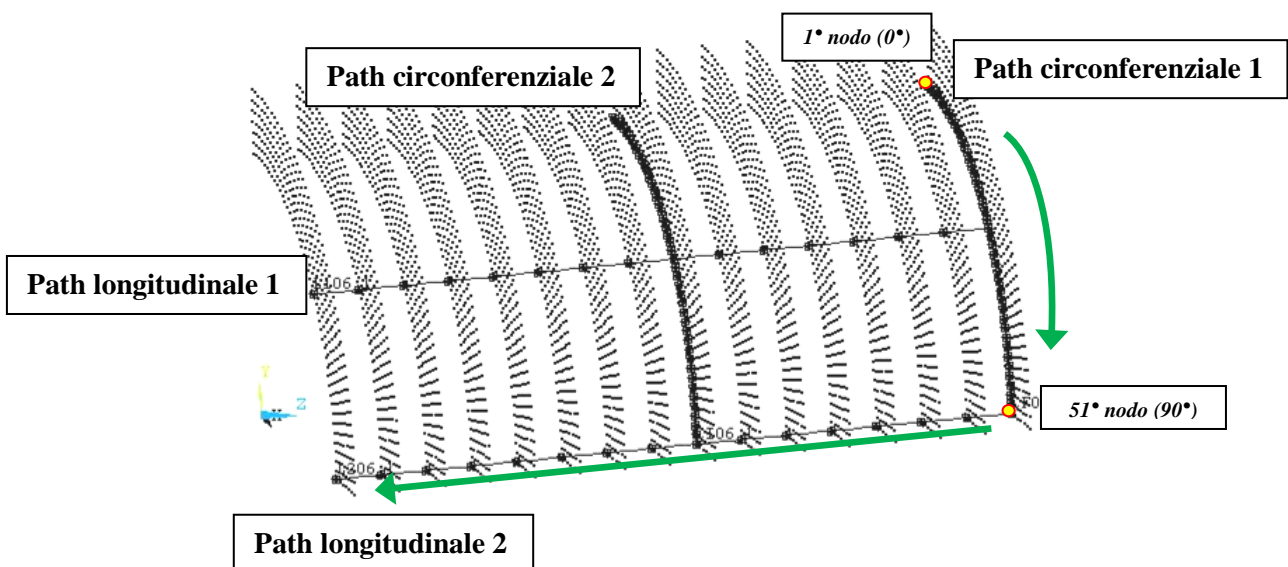


Figura (12.1.2) : Quarto di camicia rappresentato nei soli nodi che lo compongono e path generati su essi.

Per quanto riguarda i path longitudinali la scelta del loro posizionamento non è stata casuale, bensì in un caso è stata ponderata in modo da rilevare le tensioni lungo una linea interna della camicia che non presentasse alcun contatto, ovvero che si trovasse al di sopra di una cava (Path longitudinale 2) nell'altro in posizione tale da rilevare la tensione lungo una linea esattamente coinvolta nel contatto tra albero scanalato e camicia (Path longitudinale 1).

I path circolarziali invece vanno a considerare l'effetto che si ripercuoterà chiaramente in maniera periodica in ugual modo al numero dei contatti presenti tra i denti dell'albero e la camicia. Al fine di rendere più chiara ed intuibile la trattazione, i valori ottenuti dai Path circolarziali 1 e 2 sono stati messi in relazione con una ampiezza angolare incrementata di 0.36° a partire dal nodo iniziale posto a 0° , sino al nodo posto a 90° (250 valori utili).

12.2 GRAFICI OTTENUTI DALLE ANALISI: PATH CIRCONFERENZIALI

Si riportano i grafici contenenti l'andamento delle tensioni in relazione alla angolazione considerata. Nell'ordine si osserva il *Path circonferenziale 1* del quale vengono plottate prima le tensioni principali $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ (figura (12.2.1)) e poi le $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \sigma_{xy}$ (figura (12.2.2)), sempre in funzione dell'angolo considerato rispetto al sistema di riferimento descritto nel paragrafo precedente.

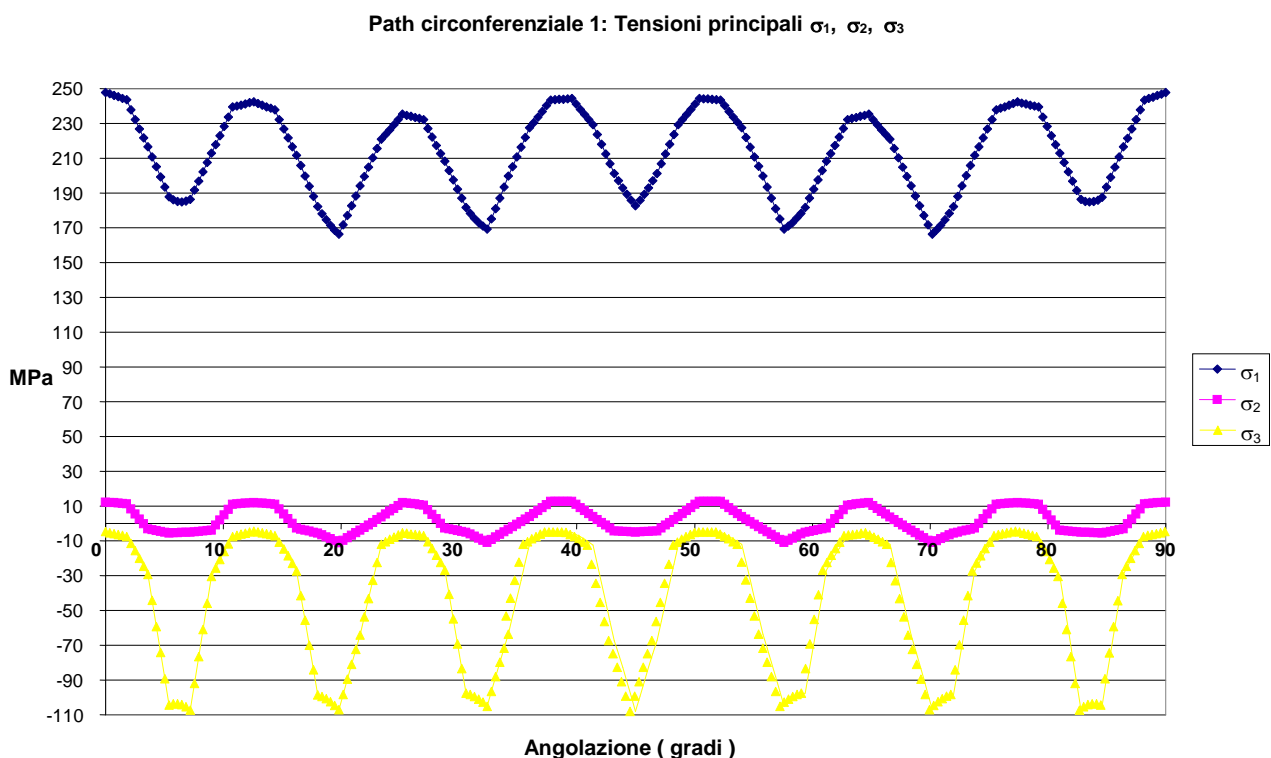


Figura (12.2.1): Tensioni principali ottenute dal Path circonferenziale 1.

Dal grafico in figura (12.2.1) si osserva che la componente tensionale che sollecita maggiormente il rullo è la tensione principale σ_1 per la quale si registrano valori che raggiungono i 250 MPa. In particolare, si vede come la tensione abbia un andamento oscillatorio che rispecchia la presenza periodica dei denti dell'albero che vanno a premere sulla camicia: la tensione massima infatti si registra a 0° (250 MPa, presenza di una cava) per poi ridursi di circa 70 MPa (contatto con un dente dell'albero); con la presenza della successiva cava la pressione risale sino a 240 MPa circa per poi diminuire ancora di 70 MPa al contatto del successivo dente. Tale comportamento

tensionale si ripete in maniera periodica per tutta la sezione circolarziale della camicia considerata.

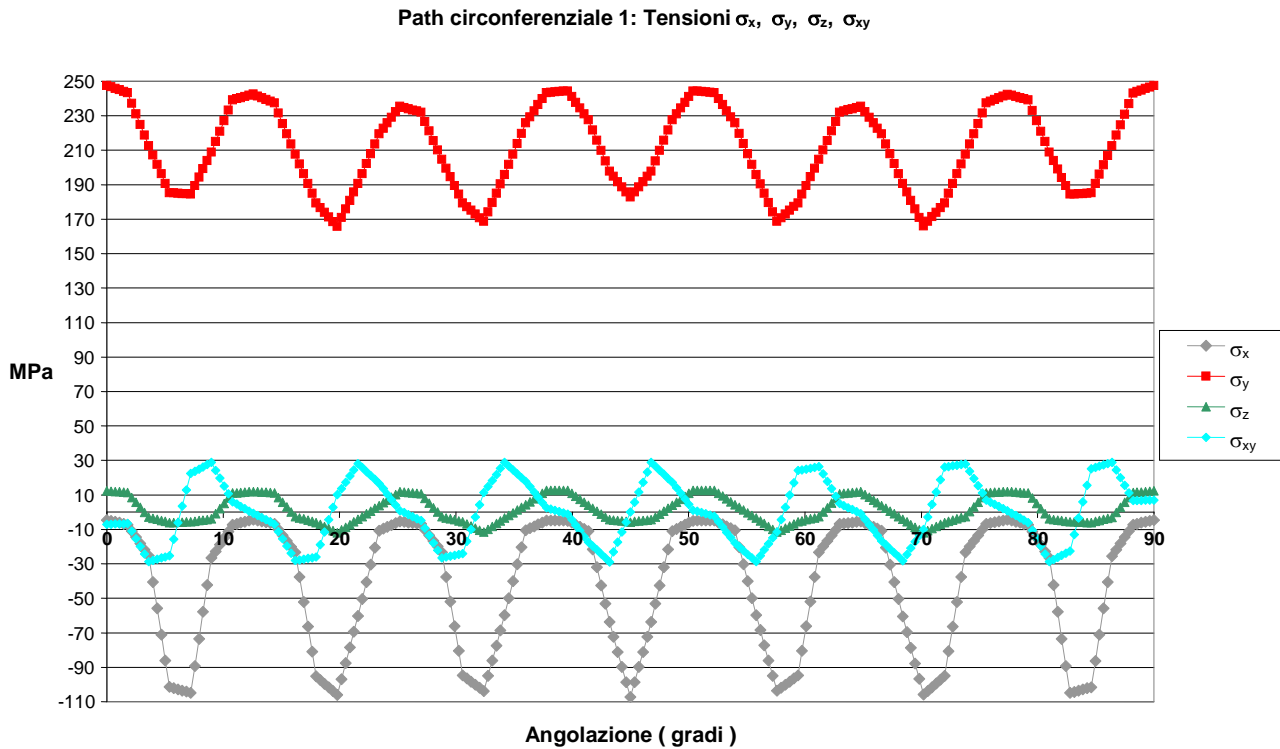


Figura (12.2.2): Tensioni ottenute dal Path circolarziale 1.

Il grafico in figura (12.2.2) considera le tensioni misurate rispetto all'asse cartesiano (riportate alle coordinate cilindriche) e presenta lo stesso andamento del grafico precedente, tracciando dal punto di vista tensionale la periodicit  della presenza dei denti che premono sulla camicia.

Si passa quindi all'osservazione delle tensioni nel Path circolarziale 2: anche stavolta vengono plottate prima le tensioni principali $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ (figura (12.2.3)) e poi le $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \sigma_{xy}$ (figura (12.2.5)), sempre in funzione dell'angolo considerato rispetto al sistema di riferimento.

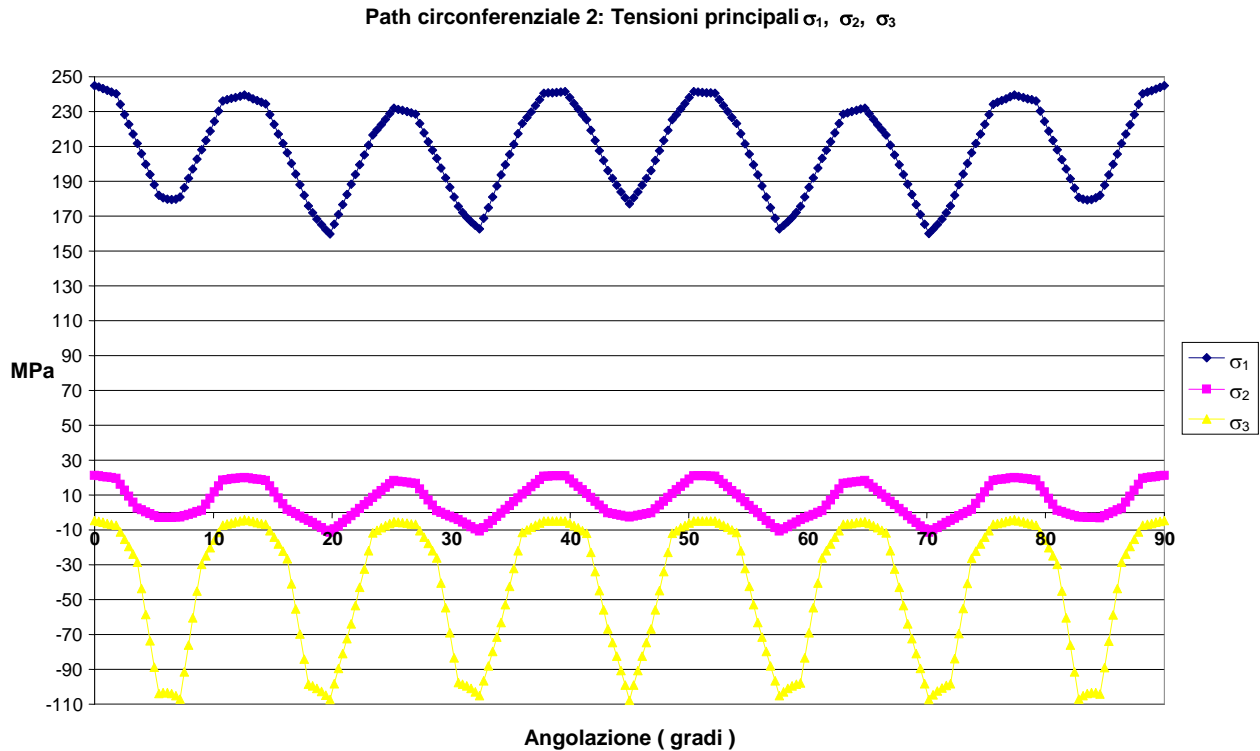


Figura (12.2.3): Tensioni principali ottenute dal Path circolare 2.

Dal grafico in figura (12.2.3) si osserva anche stavolta che la componente tensionale che sollecita maggiormente il componente è la tensione principale σ_1 per la quale si registrano valori leggermente inferiori ai precedenti, ora si raggiungono i 245 MPa. L'andamento oscillatorio dello stato tensionale, dovuto alla presenza o meno dei denti dell'albero che vanno a premere sulla camicia, è sempre presente: la tensione massima infatti si registra a 0° (245 MPa circa, presenza di una cava) per poi ridursi di circa 75 MPa (contatto con un dente dell'albero); con la presenza della successiva cava la pressione risale sino a 240 MPa circa per poi diminuire ancora di 75 MPa al contatto del successivo dente. Tale comportamento tensionale si ripete in maniera periodica per tutta la sezione circolare della camicia considerata. La differenza, seppur minima, tra le tensioni rilevate nel *Path circolare 1* e nel *Path circolare 2* si può ricondurre all'effetto di bordo per il quale la struttura, accoppiata per interferenza, tende ad essere maggiormente cedevole in prossimità del bordo finale della camicia. Tale fenomeno si può osservare in figura (12.2.4) nella quale la rappresentazione della deformata della camicia viene evidenziata con un'amplificazione degli spostamenti del 300 % . il tutto verrà comunque trattato con maggior dettaglio nel paragrafo successivo nel quale vengono analizzati i Path longitudinali.

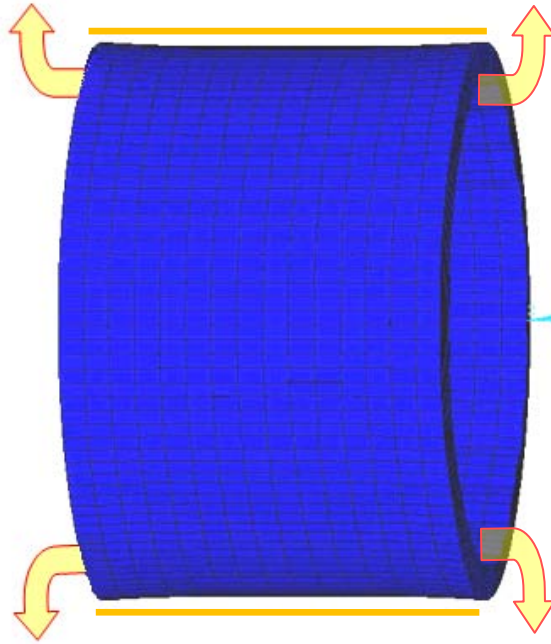


Figura (12.2.4): Rappresentazione dell'effetto di cedevolezza ai margini della camicia.

Al fine di completare l'analisi si riporta il grafico in figura (12.2.5) contenente le tensioni $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \sigma_{xy}$. Tale studio rispecchia totalmente quanto detto in riferimento alla figura (12.2.2)

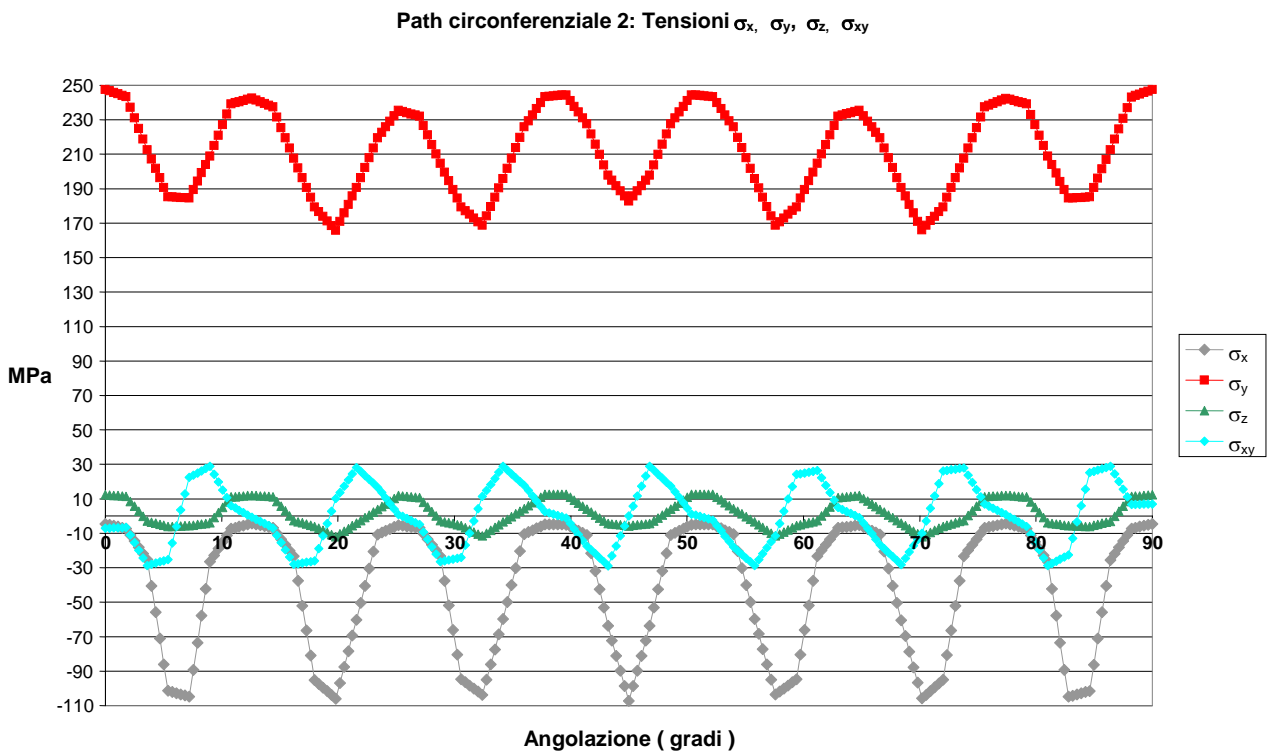


Figura (12.2.5): Tensioni ottenute dal Path circolare 2.

12.3 GRAFICI OTTENUTI DALLE ANALISI: PATH LONGITUDINALI

Si riportano i grafici contenenti l'andamento delle tensioni in relazione alla successione di nodi considerati. Nell'ordine si osserva il *Path longitudinale 1* del quale viene plottata la tensione principale σ_1 (figura (12.3.1)). Le altre componenti tensionali non vengono esaminate poiché hanno valori prossimi allo zero e quindi sono trascurabili. Successivamente si diagramma la deformazione della camicia lungo il path considerato osservando la deformazione lungo l'asse x. Chiaramente per il *Path longitudinale 1* si sono usate delle coordinate cilindriche in modo da evitare il problema derivante dall'inclinazione di 45° della linea considerata rispetto all'asse di riferimento. Successivamente si sono diagrammati allo stesso modo anche i risultati derivanti dall'analisi del *Path longitudinale 2* di tensione σ_1 e di deformazione U_x (per il quale non serve ricorrere alle coordinate cilindriche).

In figura (12.3.1) si osserva l'andamento della tensione principale σ_1 lungo tutta la lunghezza del modello per il *Path longitudinale 1*: la successione di dati avvalora quanto espresso nel paragrafo precedente, ovvero che la camicia risente dell'accoppiamento per interferenza e presenta una maggior tensione, seppur con una variazione di soli 5 MPa, in prossimità dei margini.

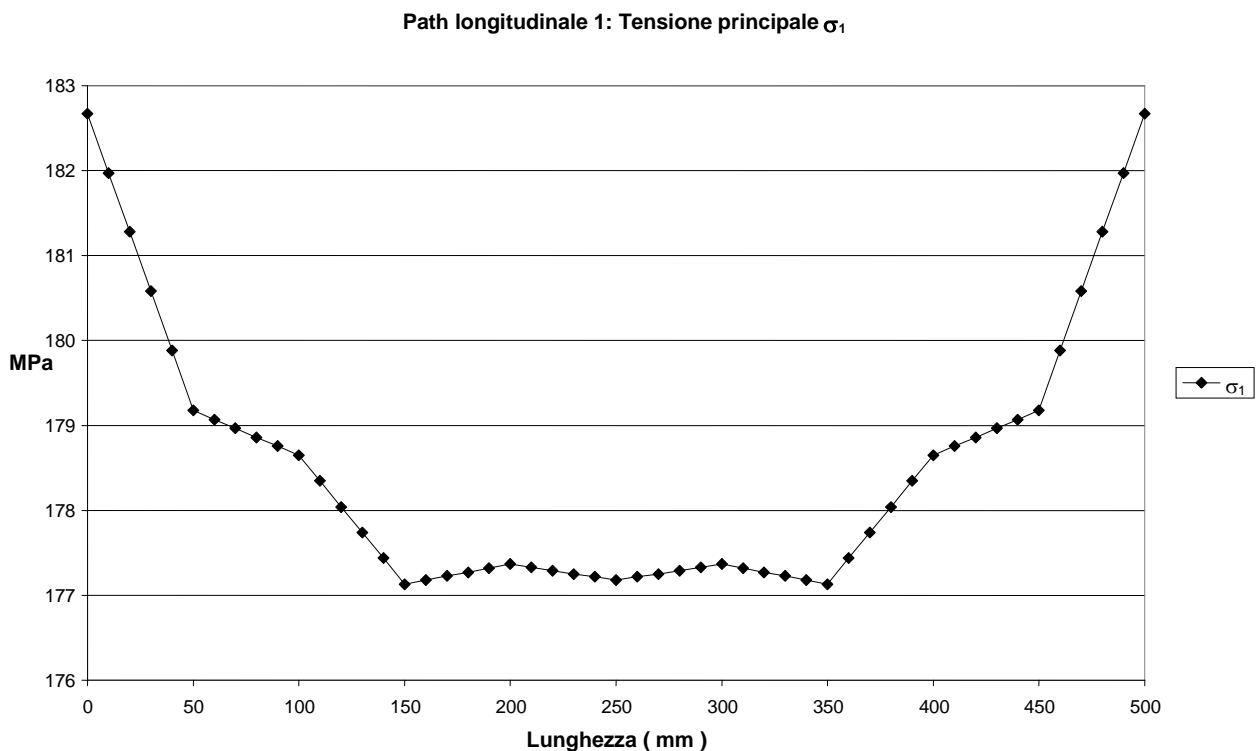


Figura (12.3.1): Tensione principale σ_1 ottenuta dal Path longitudinale 1.

Il fenomeno di cedevolezza localizzata si traduce in una deformazione maggiore proprio in prossimità delle tensioni più elevate, ma la variazione tra la deformazione minima lungo il path (0.2125 mm) e la deformazione massima (0.2190 mm) visualizzabile in figura (12.3.2) è assolutamente trascurabile essendo compresa in una variazione del 3 % .

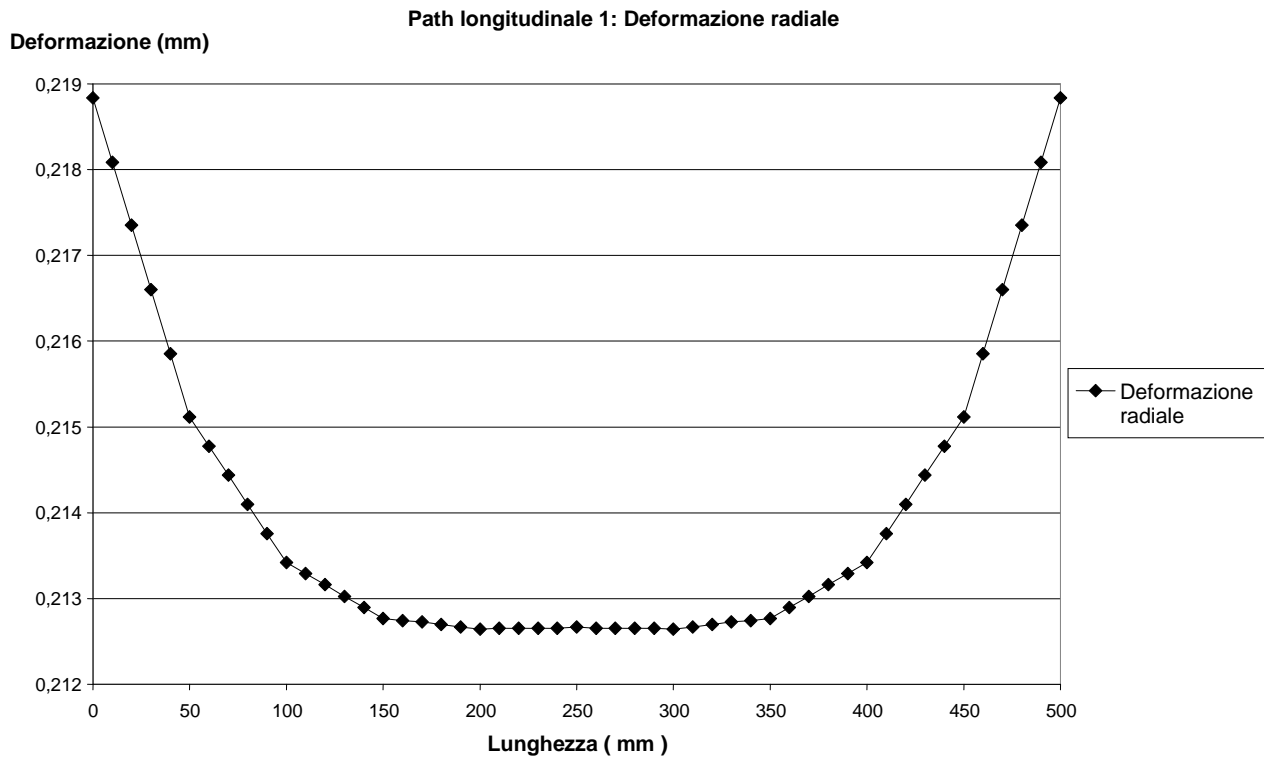


Figura () : Deformazione rilevata lungo i nodi appartenenti al Path longitudinale 1 sulla camicia.

Per quanto riguarda il confronto tra i due path longitudinali si può osservare che per il primo le tensioni registrate sono inferiori al secondo, ma le deformazioni invece sono superiori. Tale fenomeno può sembrare anomalo, ma osservando la figura (12.3.3), ricavata dallo studio dell'interferenza diametrale, si vede che l'analisi è corretta in quanto nel contatto tra dente e camicia (Path longitudinale 1) le tensioni sono ridotte, mentre nei punti in cui la camicia non è a contatto con l'albero la tensione è più elevata. Dal punto di vista delle deformazioni però il discorso è inverso in quanto proprio la presenza del dente induce la camicia ad una deformazione maggiore, mentre nei punti in cui c'è una cava sottostante (Path longitudinale 2) la deformazione è certamente presente, ma è di entità ridotta.

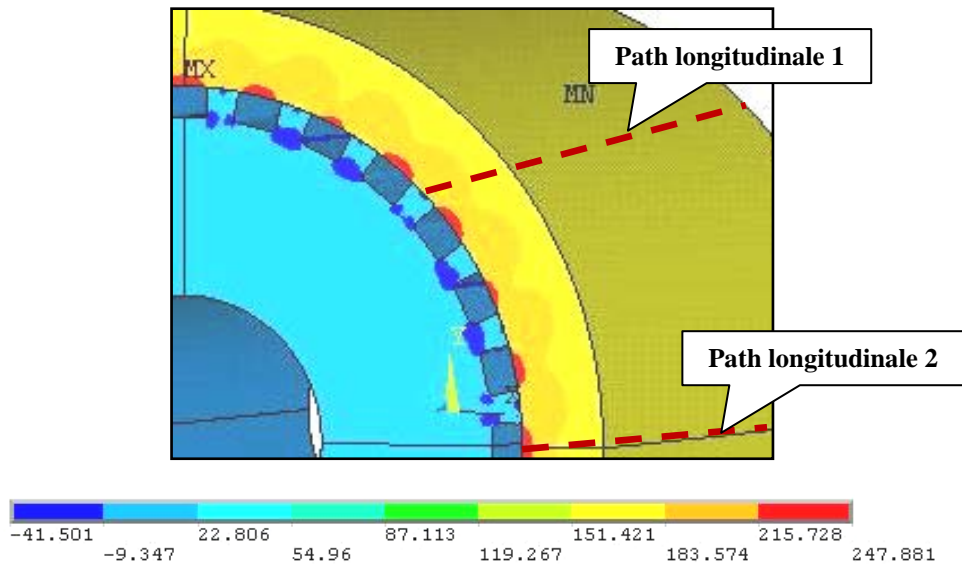


Figura (12.3.3) : Immagine dello stato tensionale del modello con la rappresentazione dei Path longitudinali realizzati.

Ecco dunque che si osserva l'esito del Path longitudinale 2 in figura (12.3.4) nel quale le tensioni sono superiori rispetto al Path orizzontale 2, mentre le deformazioni sono inferiori (figura (12.3.5)). Anche per questa serie di dati si può apprezzare l'effetto dell'aumento della cedevolezza della struttura in prossimità dei margini della camicia.

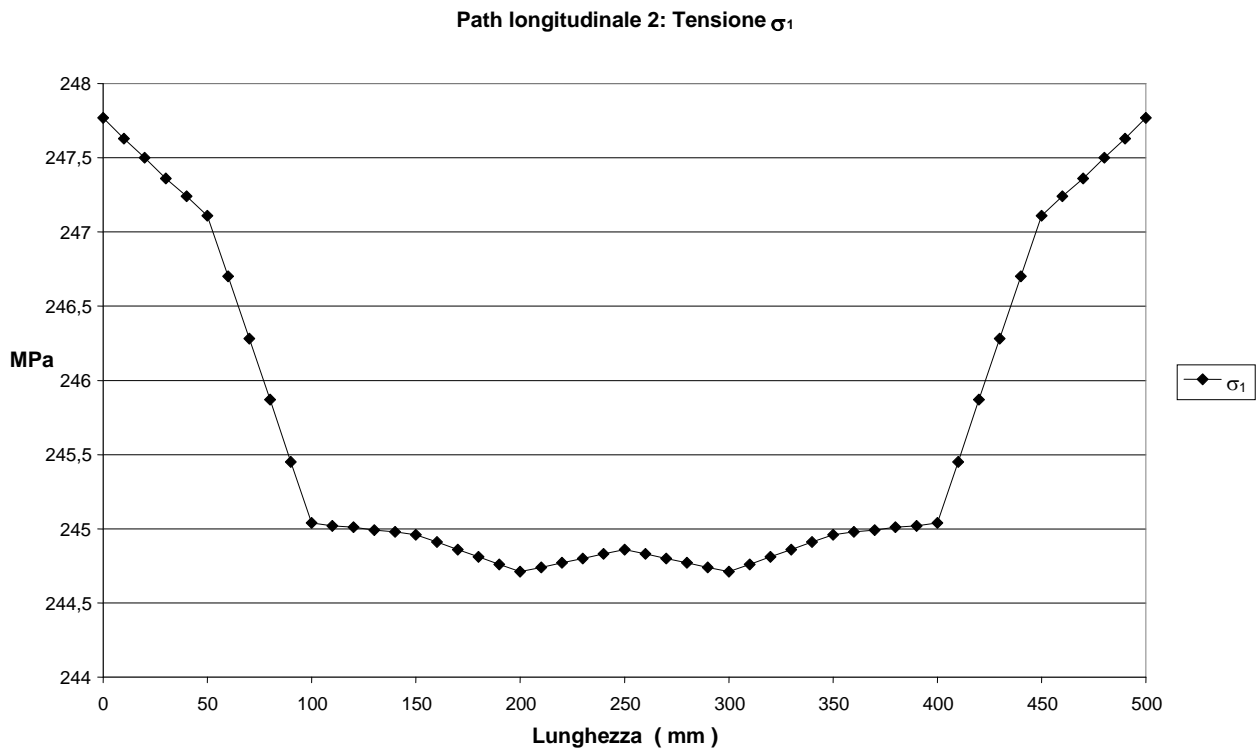


Figura (12.3.4): Tensione principale σ_1 ottenuta dal Path longitudinale 2.

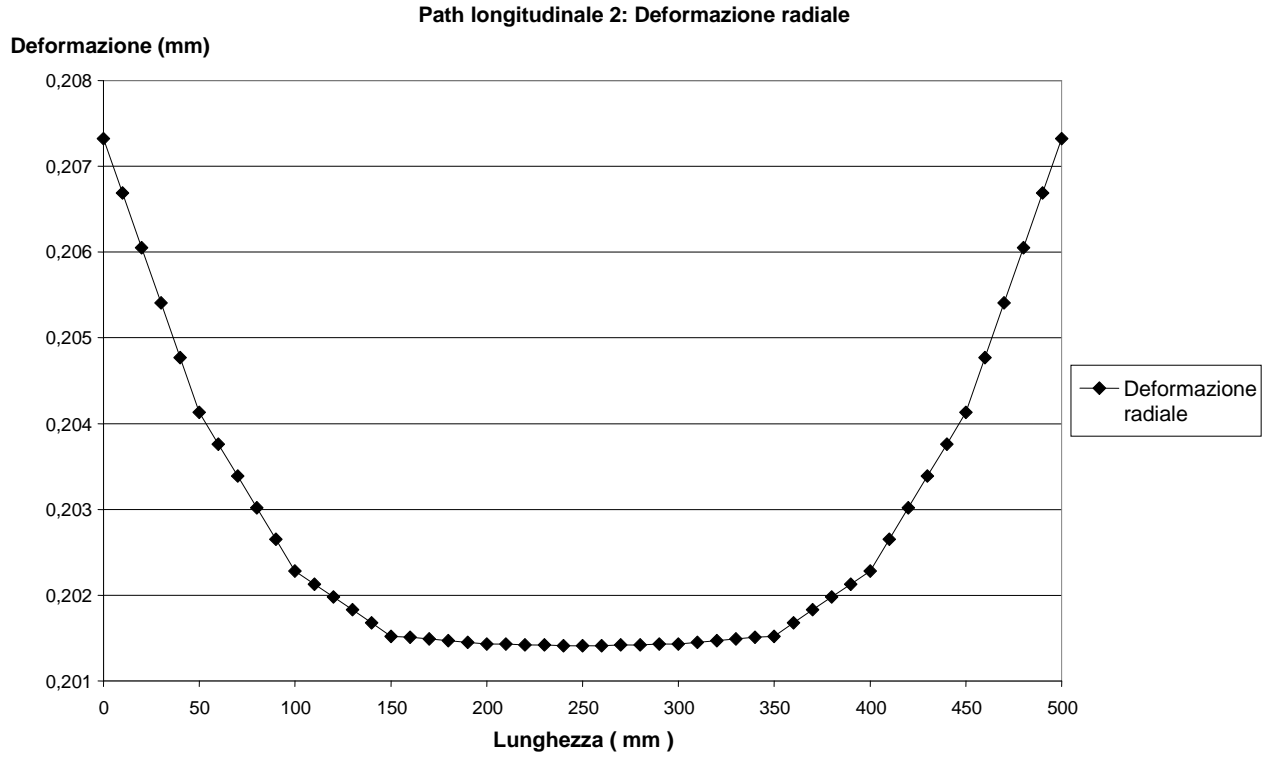


Figura (12.3.5) : Deformazione rilevata lungo i nodi appartenenti al Path longitudinale 2 sulla camicia.

Capitolo 13**COMPORAMENTO DEL RULLO IN FASE DI LAMINAZIONE**

In questo capitolo si studia la deformazione dell'intera struttura (composta dall'albero accoppiato con la camicia esterna per interferenza) per effetto della presenza della pressione di laminazione ipotizzando che questi possano deformarsi liberamente. Ottenuto ciò, al modello si applica una spinta uguale e contraria in modo da ricreare, con le dovute semplificazioni, la presenza dei contro rulli. Si studia quindi lo stato tensionale indotto sulla struttura per effetto della spinta imposta dai contro rulli ed anche per effetto della pressione sulla superficie esterna della camicia dovuta al processo di laminazione.

13.1 CALCOLO DELLA PRESSIONE INDOTTA DAL PROCESSO DI LAMINAZIONE

Come calcolato nell'espressione (2) del capitolo [10], si considera che la pressione dovuta alle operazioni di laminazione agisca sulla superficie del rullo (e quindi della camicia) con un'estensione angolare di circa 10° per tutta la larghezza utile di lavoro (1421 mm). Dal punto di vista della deformata del componente dovuta all'effetto flessionale, se il carico si distribuisce su una superficie estesa con un angolo di 10° o con un'altra angolazione non varia in alcun modo il comportamento a flessione dell'assemblato, ma influisce solo sullo stato tensionale. Si prevede che la deformata rispecchi il caso di una trave appoggiata (non incastrata in quanto nella gabbia di laminazione le deformazioni assiali dovute al riscaldamento sono libere) alle estremità sulla quale agisce un carico uniformemente distribuito che si estende per l'intera lunghezza libera

Al fine di valutare la rigidità della struttura sollecitata a flessione è necessario determinare la pressione agente sulla stessa: calcolando la superficie di lavoro e conoscendo il carico applicato, si è in grado di ottenere ciò. Inoltre, il macchinario in fase di avviamento esercita sul rullo una pressione di circa il 30% in più rispetto alle condizioni di lavoro nominali.

Il calcolo della pressione è stato effettuato applicando la seguente formula:

$$P = \frac{F}{l^* \frac{\alpha^* \pi}{180} \frac{D}{2}} \quad (1)$$

Nella quale si ha che :

l = larghezza utile del rullo (1421 mm)

α = angolo di pressione ($\cong 10^\circ$)

D = diametro del rullo (482.5 mm)

F = carico agente sul rullo per effetto della laminazione (N)

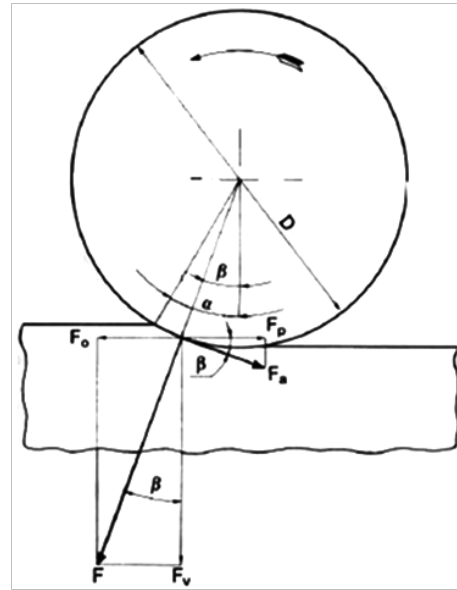


Figura (13.1.1): Schema e parametri fondamentali del processo di laminazione.

Dal calcolo delle condizioni operative, si è ottenuto un angolo di pressione $\alpha \cong 10^\circ$ [10] . Al fine di porsi in condizioni di sicurezza per il caso trattato, le pressioni sono state calcolate considerando un angolo di laminazione α di 8° . Tale valore infatti comporta delle condizioni di pressione più gravose per il rullo, come avviene tipicamente nella laminazione di spessori di laminati particolarmente ridotti. Con tale ampiezza si ha che l'arco di contatto risulta essere di 33.7 mm il quale moltiplicato per la lunghezza utile di 1400 mm (si approssimano per difetto i 1421 mm dal progetto iniziale, così facendo si opera in favore di sicurezza) consente di ottenere una superficie di pressione di 47180 mm^2 . A partire quindi dalle condizioni di carico operative inizialmente note, si riportano in tabella (13.1) i valori calcolati di pressione in esercizio e pressione all'avviamento (stimata in circa il 30% in più rispetto alle condizioni nominali).

Carico (N)	Pressione in esercizio (MPa)	Pressione all'avviamento (MPa)
4562	97	126
4885	104	135
6190	131	170
6524	138	179

Tabella (13.1): Pressioni esercitate sul cilindro calcolate per un angolo di laminazione di 8° .

Come riportato in precedenza, la larghezza di laminazione è stata approssimata a 1400 mm, seppur dalle specifiche del componente possa raggiungere una dimensione utile di 1421 mm. Tale approssimazione è stata effettuata anche per il fatto che in condizioni operative sicuramente non verrà sfruttata l'intera larghezza specificata. Lo Zinco, in fase di laminazione appena arriva a contatto con il rullo allo stato fuso, rischierebbe di andare al di fuori della lunghezza utile con conseguenze negative per la qualità del prodotto finito. L'assunzione di questa semplificazione può rivelarsi rischiosa perché comporta una sottostima della deformata a flessione della struttura, tuttavia, viste le scelte cautelative effettuate in precedenza, le analisi numeriche rispecchiano pienamente le condizioni reali e si possono considerare attendibili.

13.2 CONSIDERAZIONI E SCHEMATIZZAZIONE DELLA PROCEDURA D'ANALISI

Conoscendo globalmente le condizioni operative, si è ritornati alla fase di modellazione del componente assemblato in ambiente Ansys. Per lo studio della deformata della struttura si presentano due diversi aspetti da considerare: ognuno dei due rulli risente della necessaria pressione che si impone per eseguire la laminazione dello Zinco, inoltre è presente un contro rullo (uno per ogni assemblato, quindi due in totale nella struttura, figura (13.2.1)) con il compito funzionale di contenere l'effetto di deformazione in fase operativa.

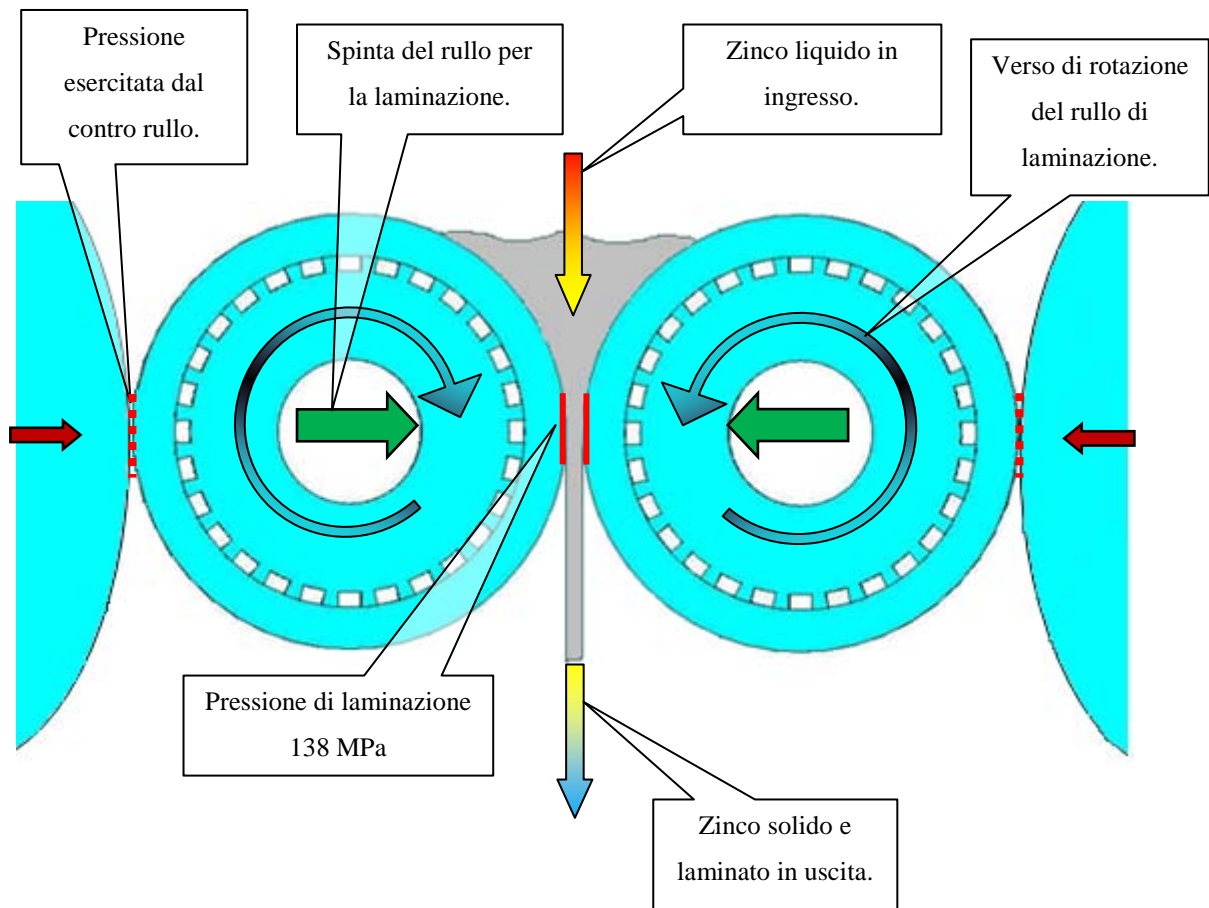


Figura (13.2.1): Schema del processo di laminazione con le nuove soluzioni progettuali studiate.

La pressione in fase di esercizio e la superficie sulla quale questa agisce sono note e sono state calcolate in precedenza, tuttavia non ci è nota la pressione che esercitano i contro rulli su ogni corrispettiva camicia accoppiata, pur sapendo che il loro diametro è di 100 mm. A tal proposito i passi essenziali seguiti nella progettazione sono i seguenti:

- 1) Modellazione dell'intera struttura sul piano x-y, estrusione della stessa lungo l'asse z fino a metà della lunghezza reale del piano di lavoro (710 mm), discretizzazione del continuo generando la mesh e creazione del contatto albero-camicia, in ambiente FEM;
- 2) Applicazione alla struttura delle simmetrie e dei vincoli in modo da ricreare nel modo più attendibile possibile le condizioni operative reali. Realizzazione esclusivamente della pressione di laminazione sulla camicia;
- 3) Ottenimento della deformata e rilevazione degli spostamenti locali (per effetto della deformazione flessionale) in corrispondenza dei nodi lungo la linea diametralmente opposta alla superficie in pressione;
- 4) Utilizzando un modello più accurato e preciso, applicazione alla camicia di spostamenti uguali e contrari a quelli appena rilevati al fine di ricreare un effetto di contropinta efficace in ogni punto.
- 5) Considerazioni sui risultati tensionali relativi agli spostamenti imposti;
- 6) Adoperando il medesimo modello impiegato al punto (4), applicazione al componente della pressione di 138 MPa al fine di riprodurre l'effetto della laminazione;
- 7) Considerazioni sui risultati tensionali ottenuti a causa dell'effetto pressorio.

13.3 MODELLAZIONE GEOMETRICA

Per effettuare lo studio della deformata è necessario modellare l'intera sezione piana dell'albero (piano x-y, come riportato in figura (13.3.1)) e successivamente anche la camicia generando ancora una volta l'accoppiamento per interferenza. Al fine di ridurre la pesantezza computazionale e le difficoltà operative, senza pregiudicare l'accuratezza dell'esito delle analisi, non sono stati riprodotti i raggi di raccordo in prossimità delle cave. Inoltre non sono stati considerati i colli alle due estremità dell'albero in quanto contribuiscono in maniera trascurabile alla deformazione del rullo.

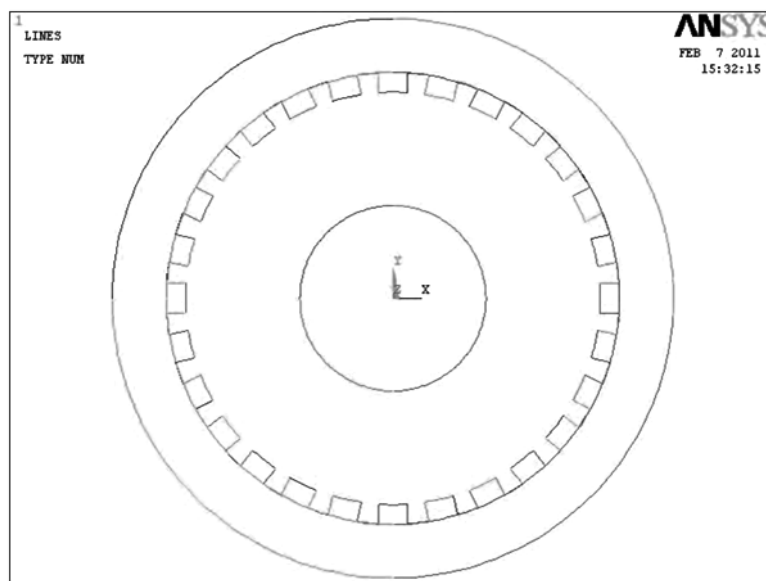


Figura (13.3.1) : Modellazione dell'intera sezione piana dell'albero accoppiato alla camicia, piano x-y.

Eseguito ciò si passa alla creazione delle aree ed all'estrusione delle stesse lungo l'asse z per una lunghezza di 710 mm, ovvero la metà della dimensione utile di laminazione. Si evidenzia che sulla superficie esterna della camicia è stata creata un'area che successivamente sarà la zona di applicazione della pressione di laminazione. Il suo posizionamento non è casuale in quanto è proprio il punto più delicato per la struttura: corrisponde al momento in cui la camicia in rotazione durante il processo preme sulla cava dell'albero (e nello stesso momento avviene lo stesso per effetto dell'azione del contro rullo sul punto diametralmente opposto) delegando appunto la resistenza alla sollecitazione alla sola camicia. Il volume completo della zona di studio ed in particolare della superficie di applicazione della pressione si osserva in figura (13.3.2).

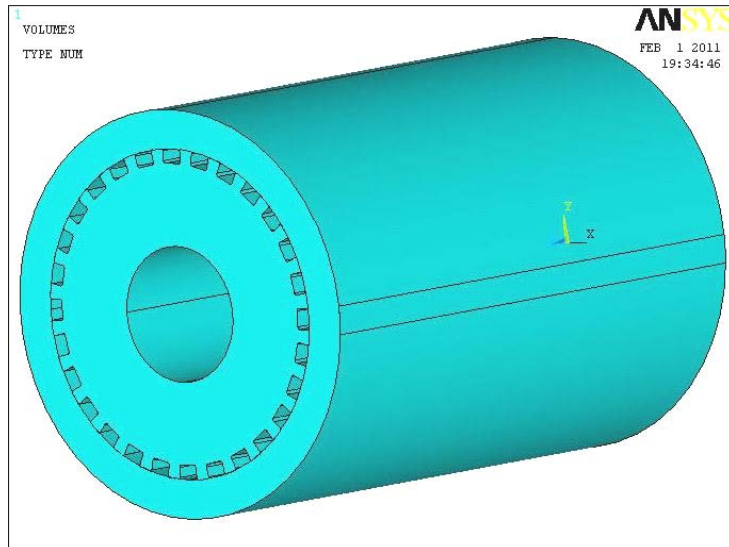


Figura (13.3.2): Volume di metà della zona di laminazione con vista della superficie di applicazione della pressione.

E' stata quindi eseguita la discretizzazione dei volumi applicando una mesh che consentisse di ottenere dei risultati precisi, figura (13.3.3), ma senza esagerare con la finezza e quindi il numero di elementi in quanto il programma di simulazione FEM non sarebbe in grado di arrivare alla soluzione se si avessero troppi nodi sui quali effettuare i calcoli.

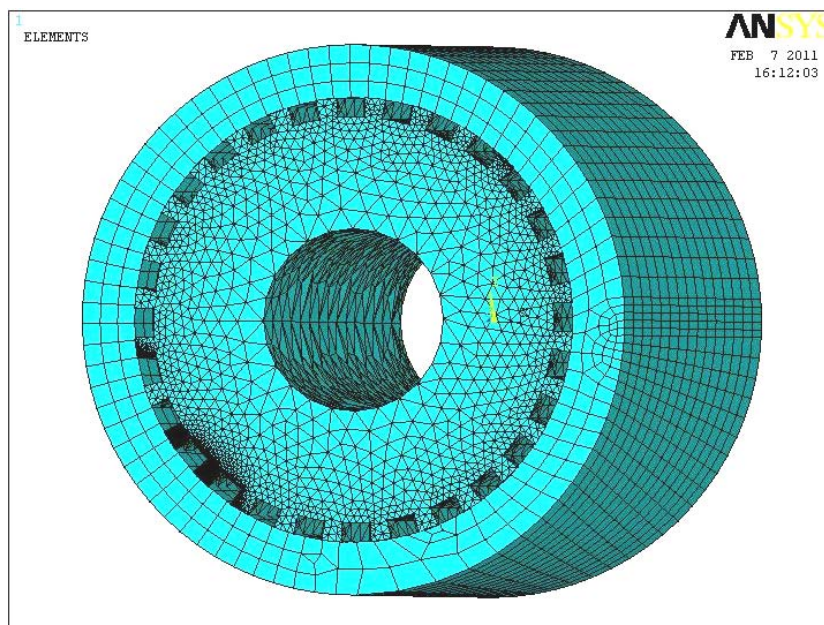


Figura (13.3.3) : Mesh del modello intero.

Si sono generate le superfici di contatto per effetto dell'interferenza agendo sul pannello di controllo "Contact Wizard" per ognuno dei 28 denti adiacenti alla superficie interna della camicia, come schematizzato dal programma FEM in figura (13.3.4).

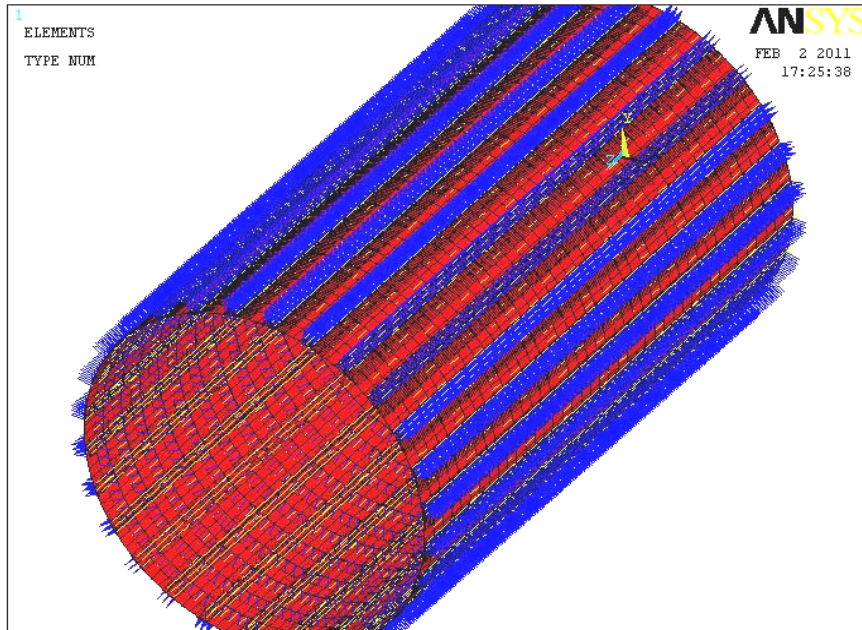


Figura (13.3.4) : Contatto tra le creste dell'albero e la superficie interna della camicia.

13.4 SIMMETRIE, VINCOLI E PRESSIONE DI LAMINAZIONE

Come riportato precedentemente, la geometria sul piano x-y è stata creata per intero ed è stata estrusa lungo l'asse z per una lunghezza di 710 mm. Si rende dunque necessario applicare la simmetria sui volumi dell'albero e della camicia nella sezione trasversale. Inoltre, al fine di rispettare le condizioni reali, all'altra estremità della struttura (sul piano x-y, esclusivamente all'albero) sono stati bloccati gli spostamenti lungo l'asse x e lungo l'asse y riproducendo quindi l'incastro delle estremità come fosse inserito nella gabbia di laminazione del macchinario completo. La pressione applicata è stata calcolata al paragrafo (13.1): al fine di simulare le condizioni operative più gravose, operando in favore di sicurezza, si assume il valore di 138 MPa. Tale pressione è stata quindi applicata al modello sulla superficie esterna della camicia, come visibile dalle linee tracciate in rosso sull'arco considerato in figura (13.4.1); dalla stessa immagine si possono notare i vincoli di simmetria sulle aree interessate.

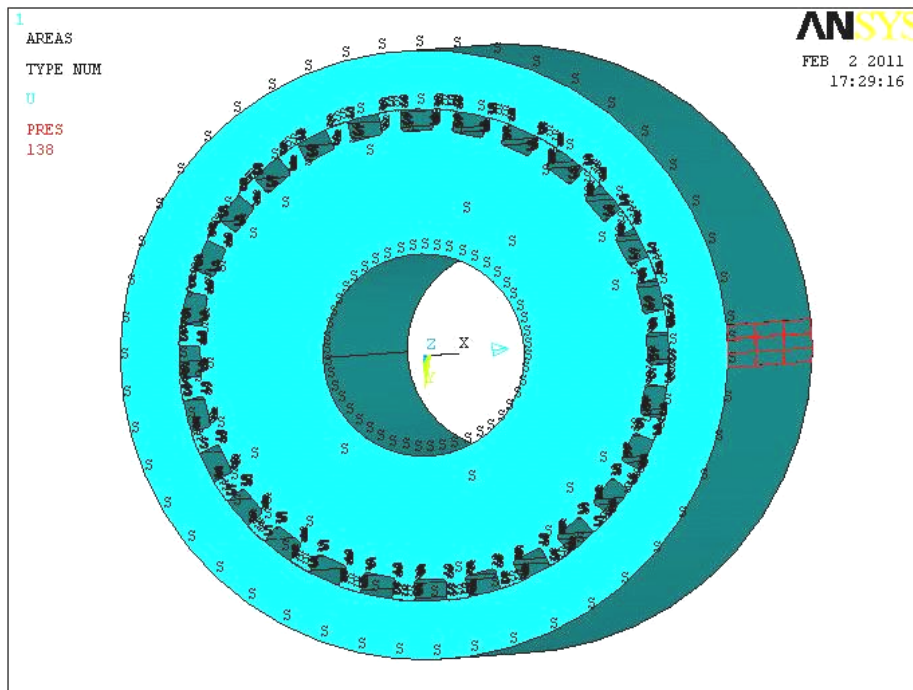


Figura (13.4.1): Modello con applicati vincoli di simmetria e pressione di laminazione.

13.5 OTTENIMENTO DELLA DEFORMATA E RILEVAZIONE DEGLI SPOSTAMENTI

Dopo aver applicato i vincoli di simmetria, di spostamento, nonché la pressione, è possibile ottenere la deformata della struttura composta dall'albero accoppiato per interferenza con la camicia. Sfruttando i vincoli di simmetria si può osservare come si sviluppa la deformata lungo l'intero tratto di laminazione che si estende per 1400 mm. Il rullo si deforma in maniera analoga ad un albero incastrato alle estremità sul quale agisce un carico uniformemente distribuito che si estende per l'intera lunghezza libera. Nella figura (13.5.1) si riporta quindi l'entità della deformazione: le immagini presentano una deformata in scala di ingrandimento di 90 volte rispetto alla realtà, in modo da rendere più intuitivo il fenomeno; i valori effettivi di spostamento invece, coadiuvati anche da una serie di colori, sono come al solito riportati in basso in ogni immagine.

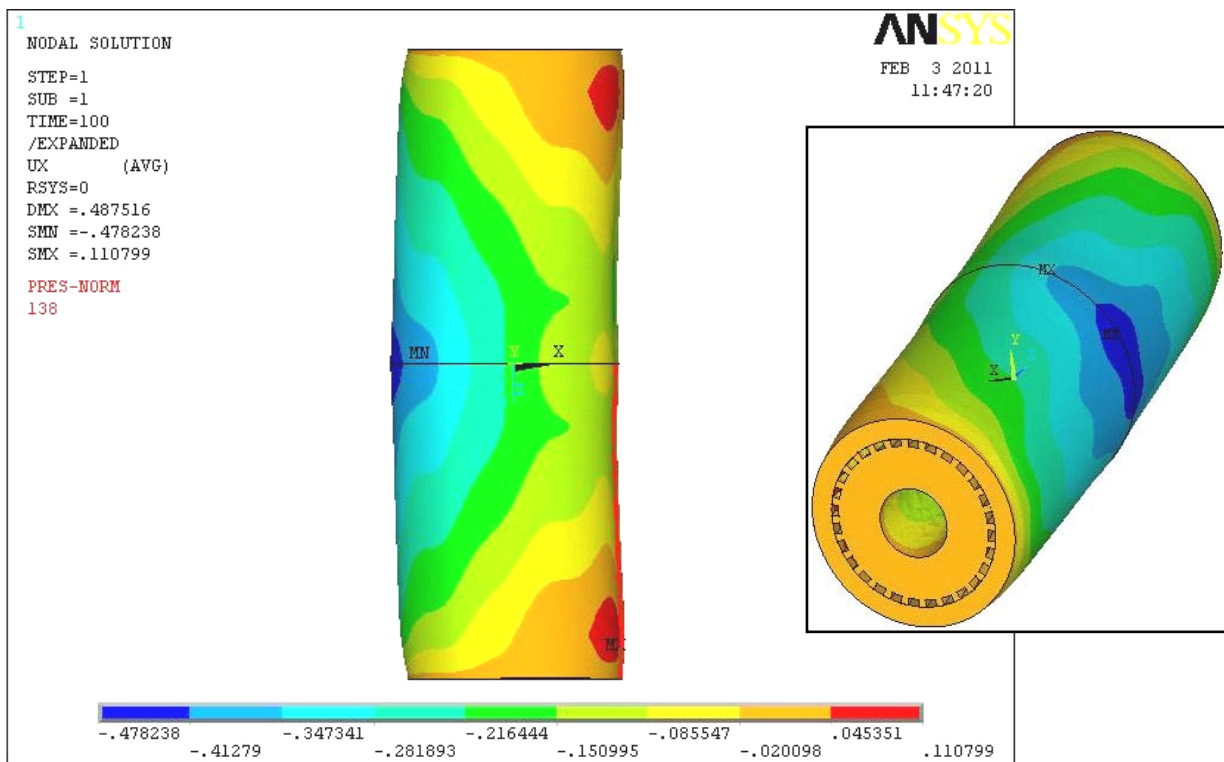


Figura (13.5.1): Deformata del rullo.

E' stato possibile ottenere tali simulazioni grazie all'applicazione di una successione di comandi specifici in ambiente Ansys combinando l'effetto di dilatazione della camicia a causa dell'interferenza diametrale di 0.6 mm con l'albero e l'effetto dei deformazione flessionale dovuto alla pressione esterna sulla camicia.

Dopo aver creato il modello con il contatto e l'interferenza i passaggi fondamentali sono:

solution > load step opts > write LS File e si inserisce un nome a piacimento (ad esempio *1*). In questo modo il programma ha salvato le condizioni di carico imposte fino a questo punto.

Successivamente si impongono vincoli di simmetria, di spostamento e pressione di laminazione sulla superficie, si esegue ancora:

Solution > load step opts > write LS File , ma si inserisce un diverso nome dal precedente (ad esempio *2*).

Si sceglie poi il comando:

Solve > From LS File > Starting LS file number [1] ; Ending LS file number [2] ; File number increment [1].

In questo modo si va a risolvere il modello passo-passo combinando le diverse sollecitazioni. Per la visualizzazione dei singoli effetti o dell'effetto combinato risultante basta scegliere tramite il menu:

General postprocessor > Read results > By Pick e si opta quale step di sollecitazione visualizzare.

Una rappresentazione di effetto combinato delle sollecitazioni e la conseguente deformazione, applicato ad esempio alla sola camicia, si osserva in figura (13.5.2).

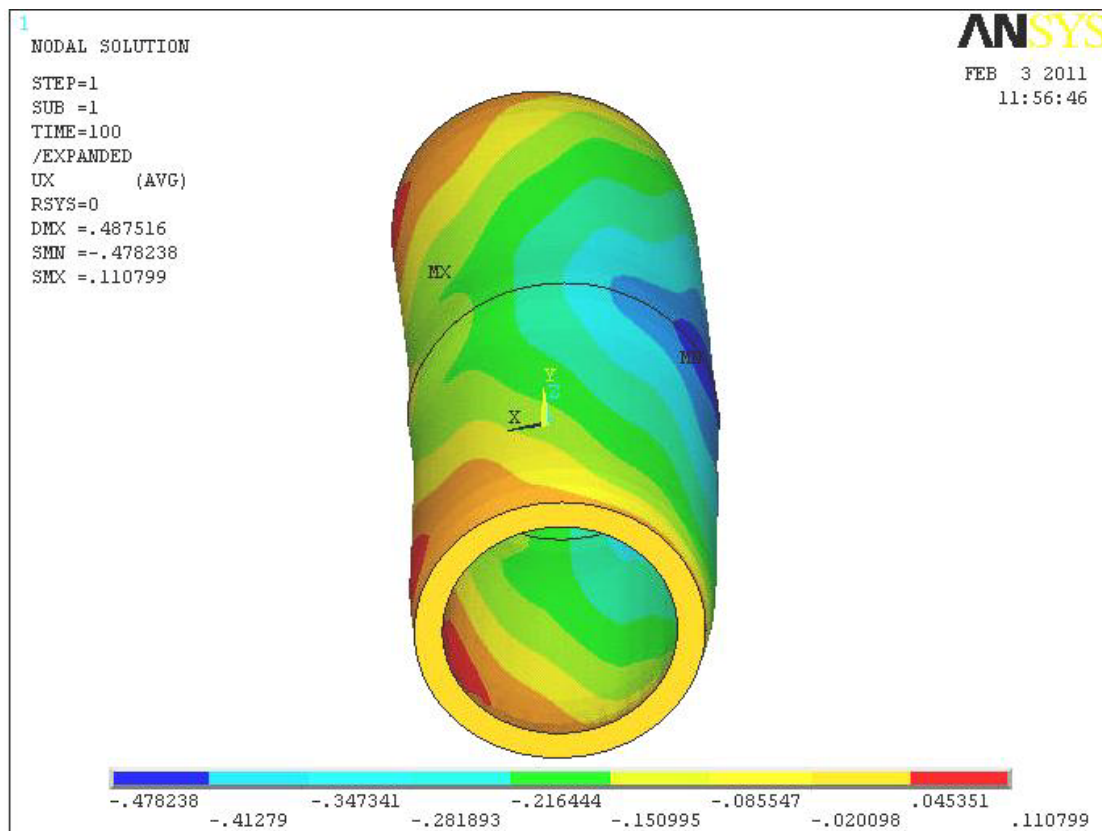


Figura (13.5.2): Deformata (spostamenti U_x) della camicia considerando la pressione esterna e l'idrostatica interna per effetto dell'interferenza.

Conoscendo l'entità della deformata e quindi degli spostamenti, si è andati a rilevarne l'entità considerando il valore U_x sui singoli nodi posti lungo la linea ideale che si estende per tutta la lunghezza della camicia in posizione diametralmente opposta alla superficie di applicazione della pressione di laminazione. Essendo noto che il rullo presenta uno spostamento nullo in prossimità delle estremità per effetto del fissaggio con la gabbia di laminazione e che la freccia maggiore si trova in prossimità della mezzeria della struttura, si considera solo metà della lunghezza del modello, figura (13.5.3).

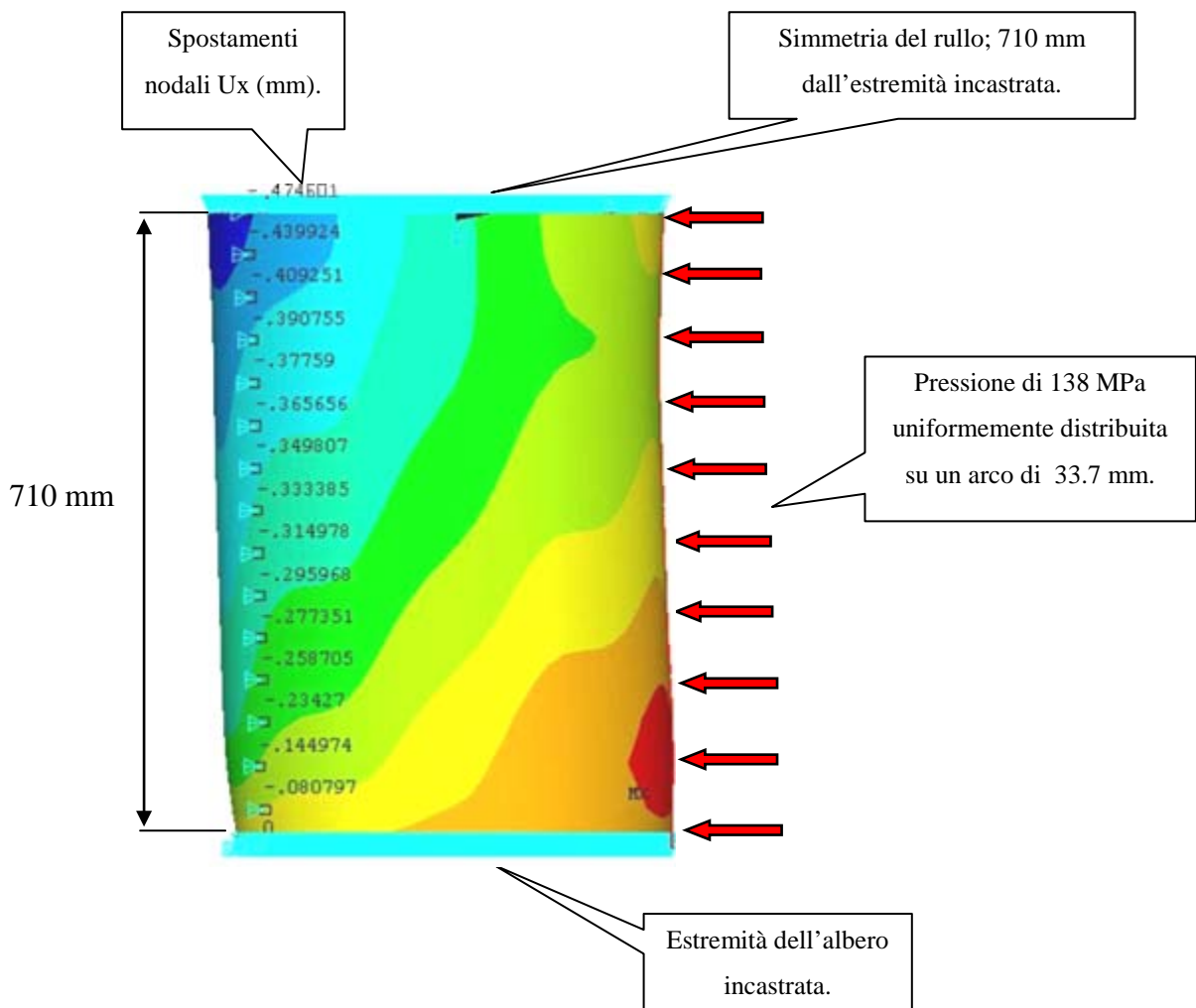


Figura (13.5.3) : Deformata e spostamenti nodali U_x rilevati.

13.6 EFFETTO DEL RULLO DI CONTROSPINTA SUL MODELLO

Il concetto teorico che si va a tradurre sul modello prevede che, una volta nota la “deformata libera” del rullo, ovvero la deformazione ottenuta senza considerare l’azione del contro rullo, si ricrei sulla camicia una azione uguale e contraria per quanto riguarda gli spostamenti U_x rilevati. In tal modo si va ad annullare la freccia che si produce per effetto dell’azione di laminazione e che potrebbe generare notevoli problematiche nel laminato prodotto. Gli spostamenti sono stati rilevati sul modello presentato nel paragrafo (13.4), ma per applicare l’effetto del contro rullo si è preferito tornare ad usare il modello 2.1 del paragrafo [11.3] in quanto questo possiede una mesh più fine ed anche una geometria più dettagliata con la presenza degli spigoli raccordati. Tuttavia c’è una incongruenza tra i due modelli in quanto gli spostamenti nodali sono stati ricavati su 16 nodi posti lungo una lungo il modello di 710 mm , mentre il precedente è stato modellato con un’estensione di 500 mm proprio per poter generare una migliore mesh: in questo i nodi disponibili sono 11. Si è pensato quindi ricalcolare gli spostamenti U_x derivanti dai 16 nodi traslando tali spostamenti sul modello con 11 nodi in modo da produrre una deformazione equivalente e quindi una sollecitazione del tutto analoga sulla struttura (tabelle (13.1)).

Modello da 710mm	
<u>N° Nodo</u>	<u>U_x (mm)</u>
1	0
2	0,081
3	0,145
4	0,234
5	0,259
6	0,277
7	0,296
8	0,315
9	0,333
10	0,350
11	0,366
12	0,378
13	0,391
14	0,409
15	0,440
16	0,475

Modello da 500mm	
<u>N° Nodo</u>	<u>U_x (mm)</u>
1	0
2	0,033
3	0,067
4	0,100
5	0,134
6	0,167
7	0,200
8	0,234
9	0,267
10	0,301
11	0,334

Tabelle (13.2): Spostamenti U_x sul modello da 710 mm e gli equivalenti riportati sul modello da 500 mm.

Il modello da 500 mm era stato però modellato in un quarto della geometria completa, quindi è stato indispensabile imporre le corrette condizioni al contorno al fine di rendere il più vicino possibile alla realtà il sistema generato. I vincoli imposti sono schematizzati in figura (13.6.1):

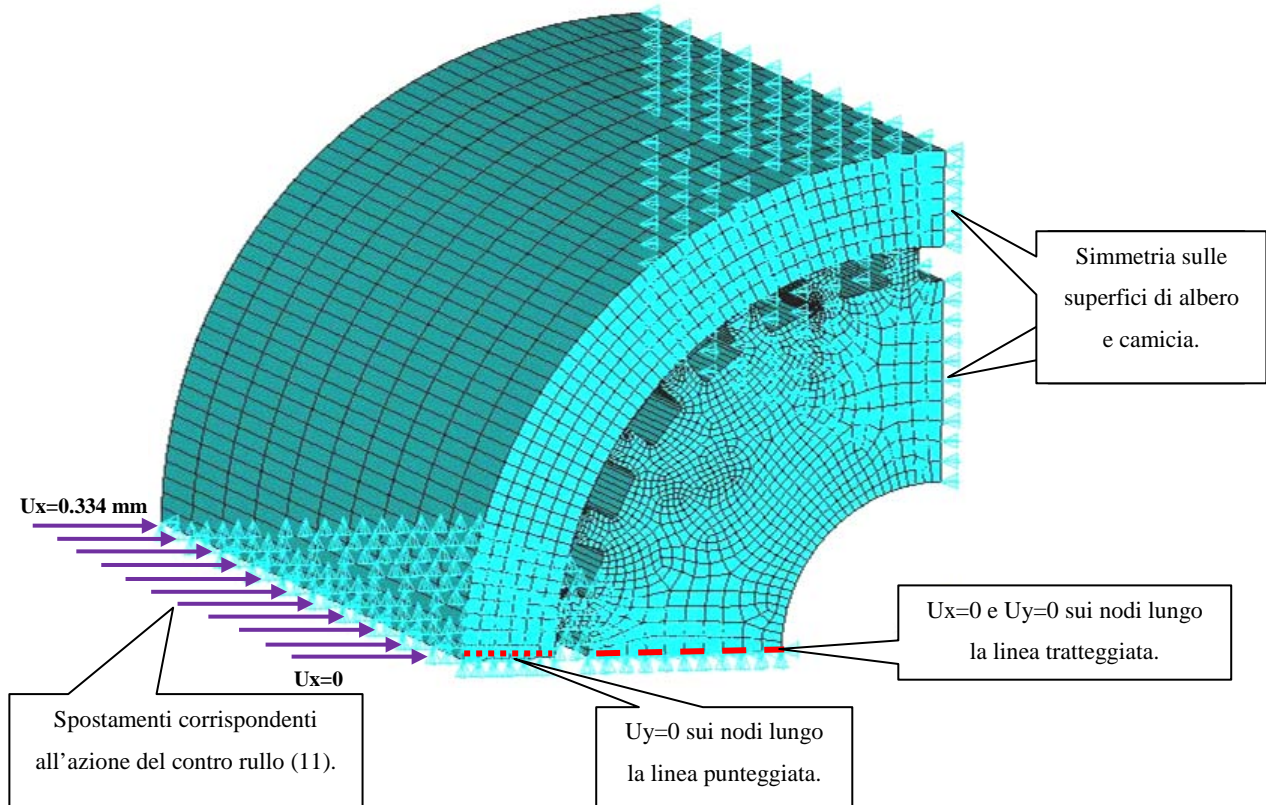


Figura (13.6.1) : Vincoli e spostamenti imposti al modello.

13.7 TENSIONI INDOTTE DALLA SPINTA DEL CONTRO RULLO

Si passa ora all'osservazione delle tensioni indotte nel componente da parte del contro rullo, presente al fine di ridurre l'entità della deformazione, combinate alle tensioni derivanti dallo stato di interferenza tra albero e camicia. Come riportato nel capitolo precedente, il contributo tensionale che si deve considerare nelle nostre analisi è il termine σ_1 . Nelle figure (13.7.1a e b) si osserva l'andamento delle tensioni sulla camicia e sull'albero accoppiato con essa. Il punto più sollecitato risulta correttamente essere la zona in cui è stato modellato lo spostamento nodale al fine di ricreare l'azione del contro rullo.

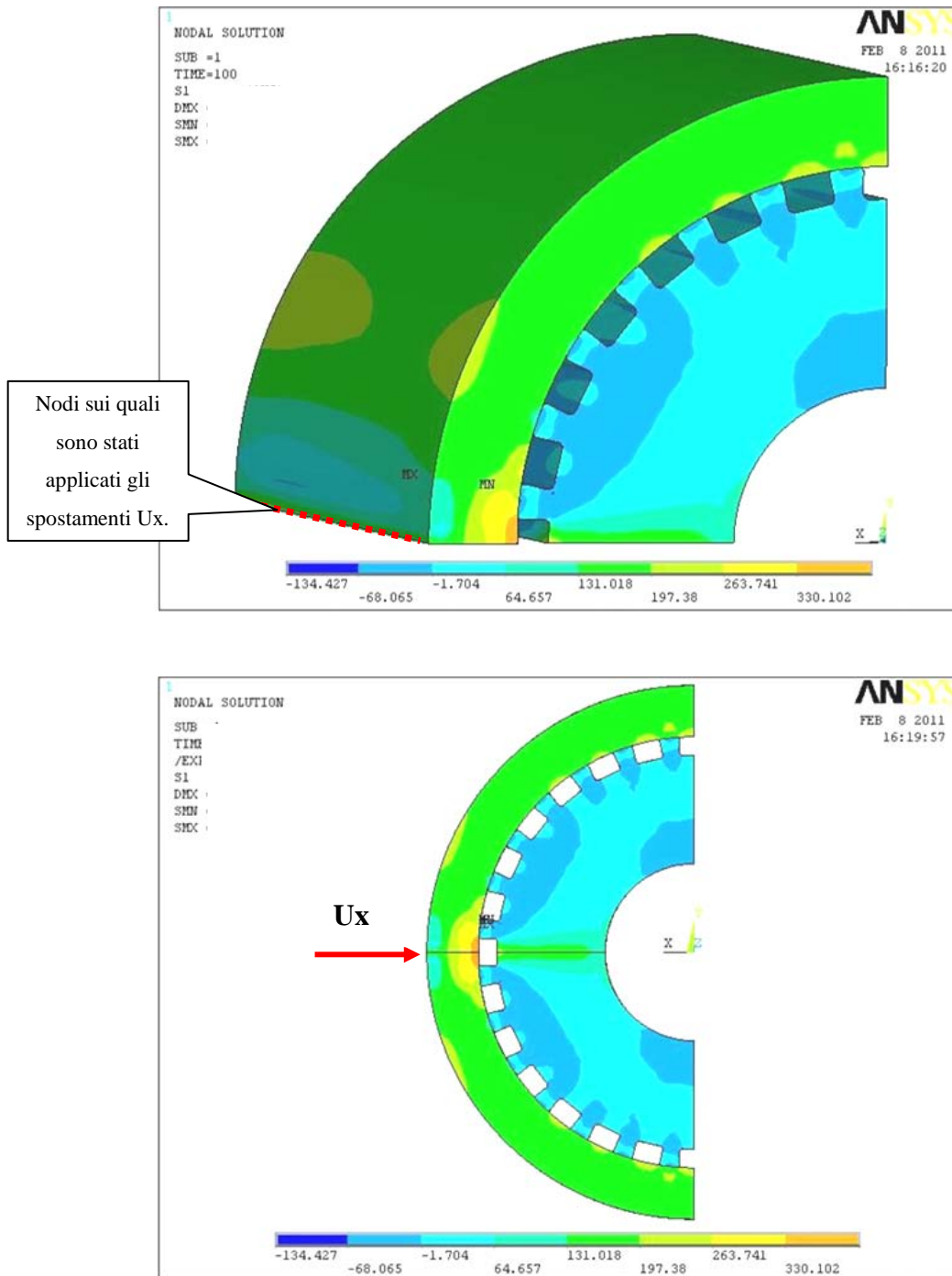


Figure (13.7.1 a e b) : Tensioni σ_1 su albero e camicia per effetto dell'interferenza associata all'azione del contro rullo.

Sostanzialmente si può affermare che l'azione del contro rullo non sia gravosa dal punto di vista tensionale per i componenti progettati in quanto la tensione che si raggiunge è al massimo di 330 MPa circa sulla parte interna della camicia, valore non preoccupante viste le elevate capacità

resistenziali del materiale. Inoltre, si deve evidenziare che imponendo degli spostamenti uguali e contrari alla deformata si impone che il contro rullo sia infinitamente rigido e non presenti alcuna minima deformazione. Tale fenomeno non corrisponde assolutamente al caso reale, ma consente di effettuare un'analisi in favore di sicurezza in quanto così facendo si vanno ad imporre degli spostamenti, peraltro in maniera puntuale, che sono sovrastimati rispetto al caso reale. L'albero interno è sostanzialmente scarico: osservando i diversi valori tensionali si vede come sia sollecitato in maniera decisamente ridotta rispetto alla camicia.

13.8 TENSIONI INDOTTE DALLA PRESSIONE DI LAMINAZIONE

Il modello adoperato per lo studio è lo stesso per il caso con spostamenti nodali imposti, l'unica differenza è la realizzazione della superficie esterna alla camicia sulla quale è possibile applicare la pressione di 138 MPa. Lo schema geometrico riporta quindi in un quarto della geometria totale (sono applicati adeguati vincoli di simmetria) e denota la presenza di tutti gli spigoli raccordati nonché di una mesh fine. Affinché lo studio FEM sia il più possibile vicino alla realtà, si è reso indispensabile applicare i vincoli di simmetria in prossimità delle facce interne di albero e camicia. Inoltre si sono imposti dei vincoli allo spostamento lungo le direzioni U_x ed U_y in prossimità dell'albero, senza pregiudicare le effettive condizioni di deformazione dell'intera struttura.

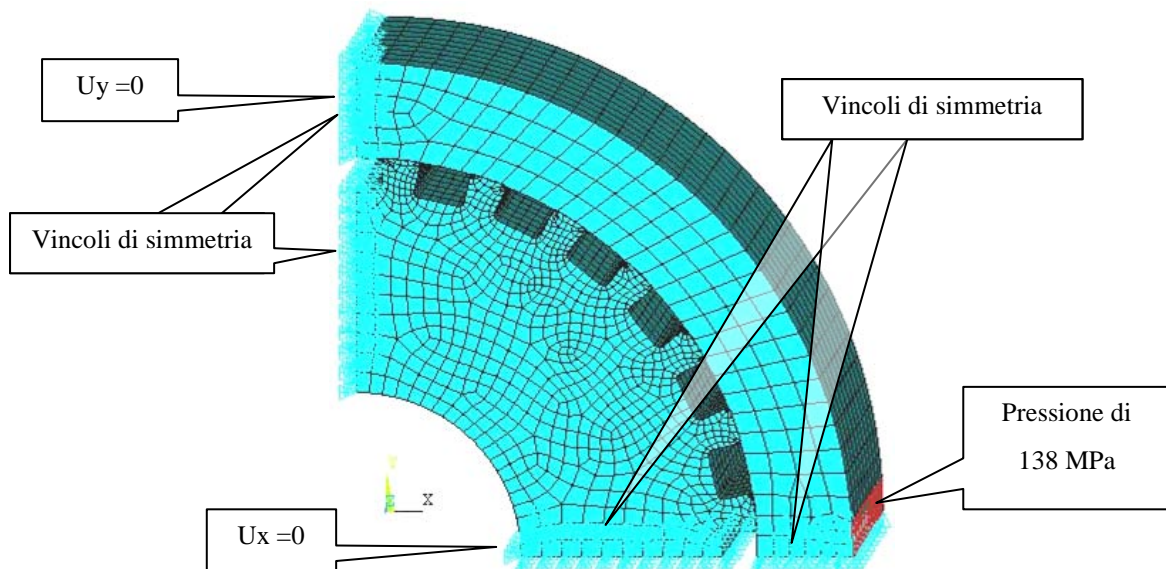


Figura (13.8.1): Schema del modello con vincoli di simmetria e spostamenti bloccati.

Si passa all'osservazione delle tensioni indotte nel componente per effetto dell'azione di pressione in fase di laminazione associata all'effetto di interferenza tra albero e camicia.

Come effettuato in precedenza, il contributo tensionale che si deve considerare nelle analisi è il termine σ_1 . In figura (13.8.2) si osserva l'andamento delle tensioni sulla camicia e sull'albero accoppiato con essa. Il punto più sollecitato risulta essere la superficie interna della camicia per effetto dell'applicazione della pressione esterna. La tensione maggiore rilevata corrisponde a 427 MPa, a tal proposito si riporta la figura (13.8.3) nella quale il modello viene ruotato e si vede chiaramente la linea lungo la quale la camicia viene maggiormente sollecitata.

In figura (13.8.4) viene riportato anche lo stato tensionale dell'albero scanalato il quale denota uno stato tensionale non pericoloso per la resistenza strutturale del componente.

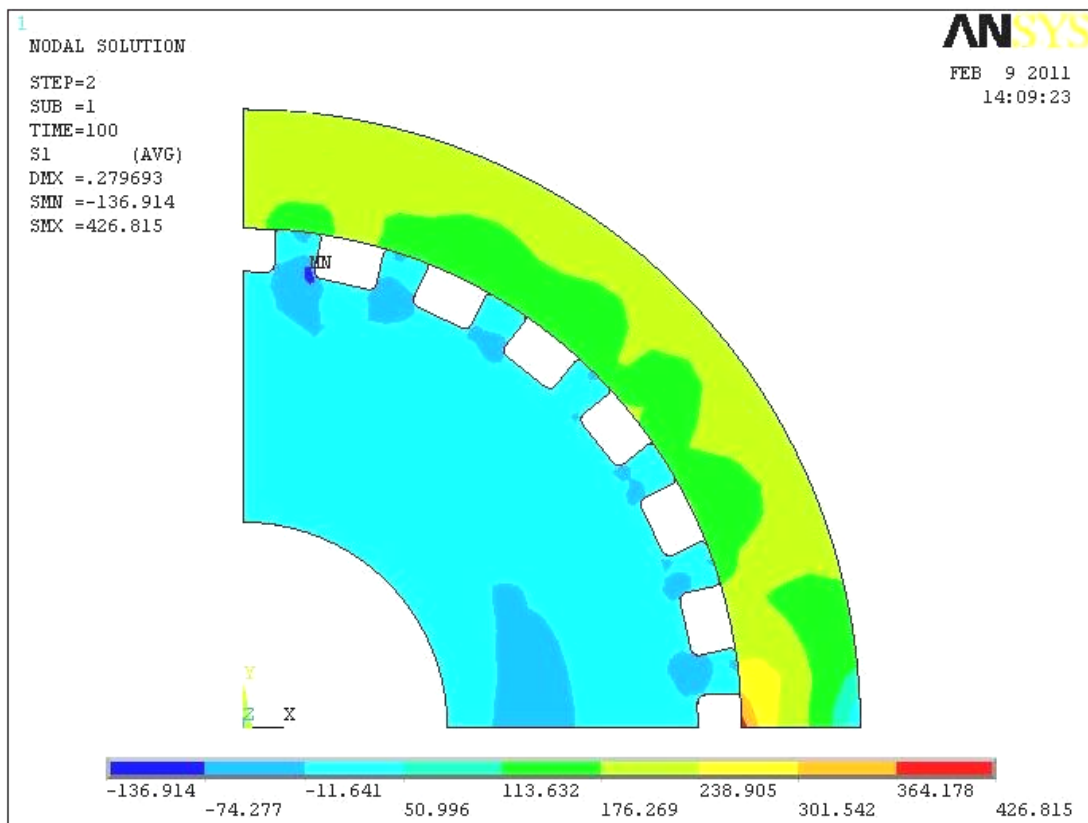


Figura (13.8.2) : Vista frontale del modello sollecitato dalla pressione di laminazione.

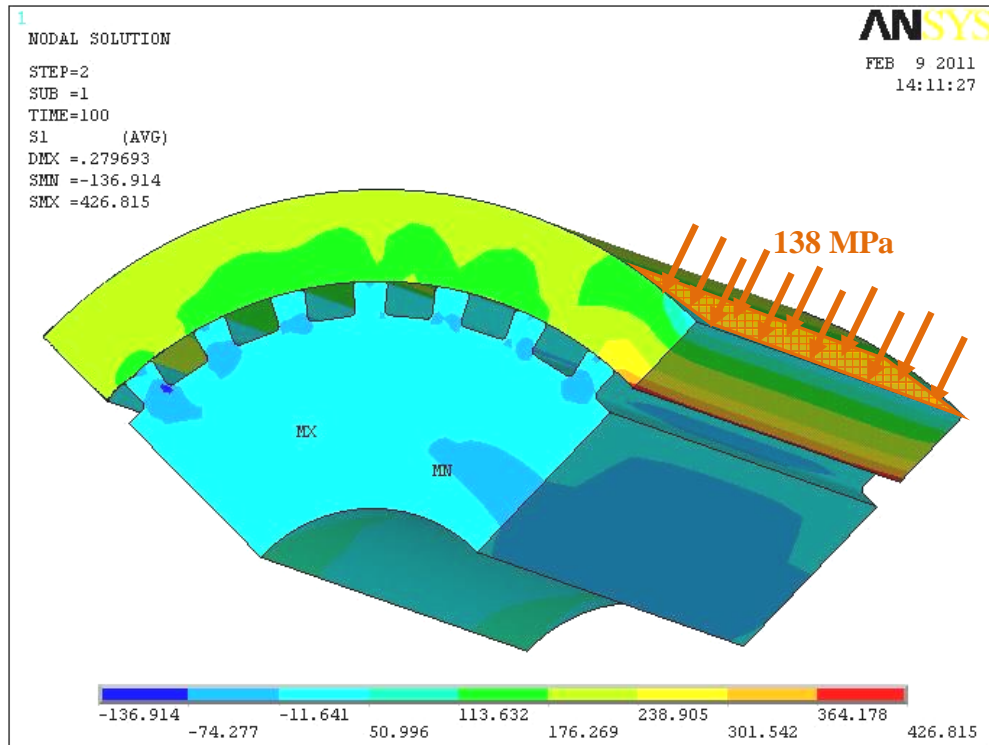


Figura (13.8.3) : Vista ruotata del modello sottoposto alla pressione di 138 MPa, tensione σ_1 .

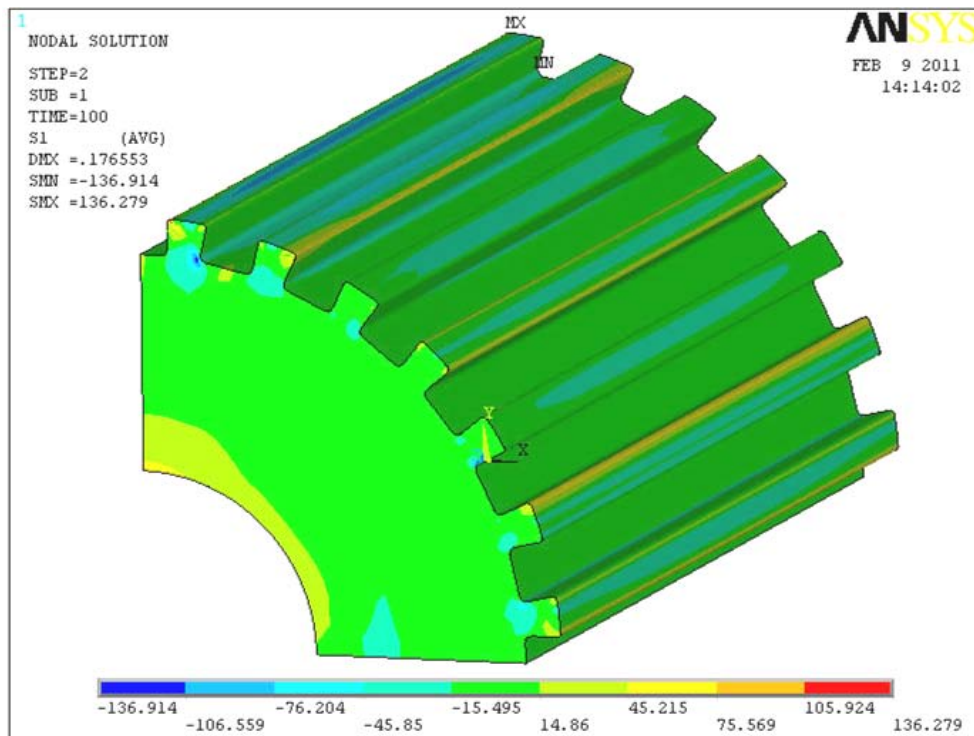


Figura (13.8.4): Immagine dello stato tensionale σ_1 dell'albero scanalato.

13.9 AZIONE COMBINATA DI INTERFERENZA DIAMETRALE, PRESSIONE DI LAMINAZIONE, CONTRORULLO

A completamento dell'analisi tensionale e di deformazione della struttura si è andati ad osservare il comportamento del componente sollecitato all'azione combinata di interferenza diametrale tra albero e camicia, pressione di laminazione, presenza del contro rullo (quest'ultimo ha il compito strutturale di annullare la freccia). In figura (13.9.1) si vede come sia stato tradotto il tutto nell'ambiente di lavoro in Ansys: l'azione del contro rullo, del diametro di 800 mm, viene sintetizzata con il blocco degli spostamenti nodali U_x in posizione diametralmente opposta all'arco di applicazione della pressione di 138 MPa. Vengono applicati anche i vincoli di simmetria ad albero e camicia in quanto tale modello si estende per una lunghezza di 710 mm, inoltre vengono bloccati gli spostamenti in tutte e tre le direzioni spaziali in prossimità di una delle estremità del diametro interno dell'albero in modo da ricreare l'effetto di inserimento dello stesso nella gabbia di laminazione. L'interferenza tra l'albero e la camicia è presente con un valore di 0.6 mm

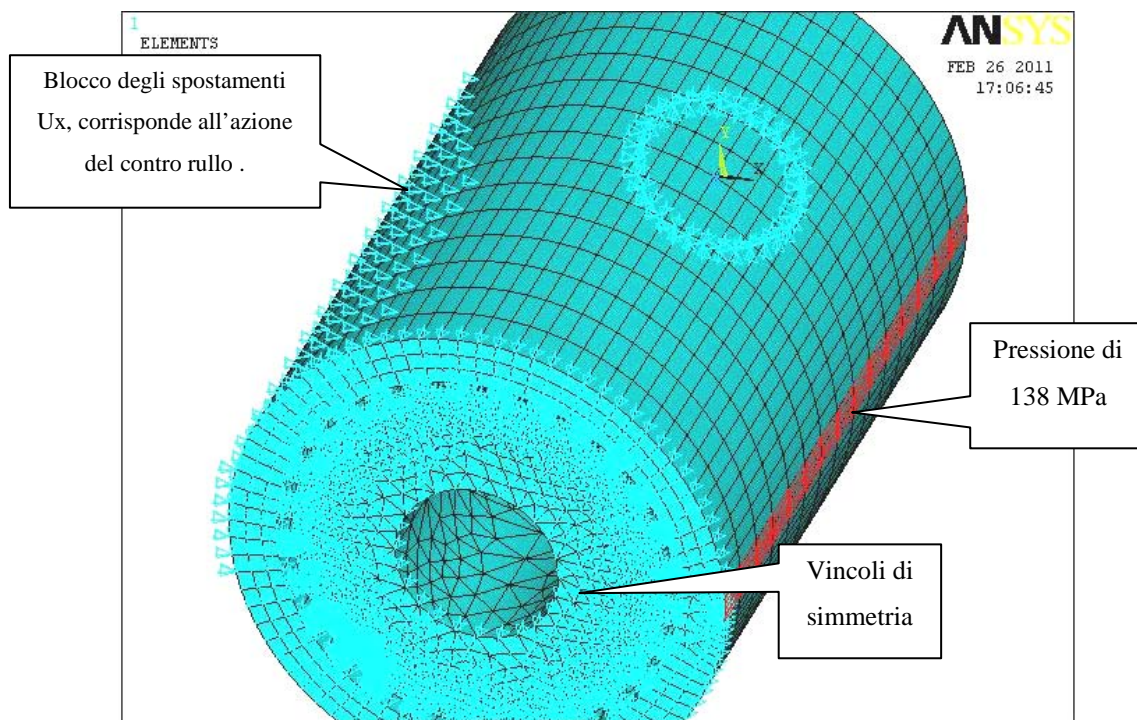


Figura (13.9.1) : Modello completo di tutte le sollecitazioni.

L'effetto combinato di tutte le sollecitazioni produce un doppio schiacciamento della camicia in particolar modo sulle zone di laminazione e di appoggio del contro rullo. Allo stesso tempo, nelle zone libere di deformarsi invece la camicia tende ad allontanarsi dall'albero seguendo un naturale fenomeno di compensazione tipico della deformazione elastica. In figura (13.9.2) tale fenomeno viene riportato in maniera evidente adottando una scala di ingrandimento pari a 100 volte la deformazione reale, nonché si può osservare lo stato tensionale che risulta coerente con le analisi effettuate in precedenza.

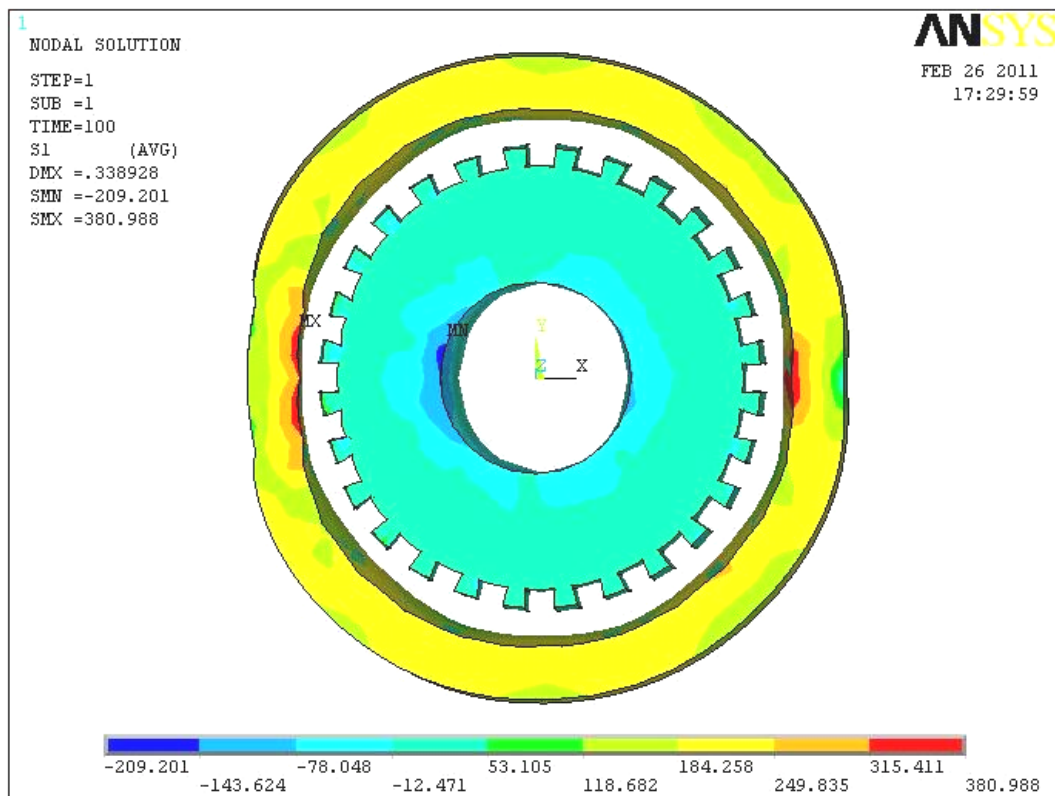


Figura (13.9.2): Stato tensionale e deformata dell'intero rullo (deformazioni amplificate graficamente di 100 volte).

Si riportano anche le immagini riguardanti la deformata della camicia associata agli spostamenti della struttura in direzione coerente con l'asse x (figura (13.9.3)) la quale è utile per osservare la compressione per effetto della laminazione e la presenza del contro rullo. Per quanto riguarda invece la direzione concorde con l'asse y si riporta la figura (13.9.4) la quale evidenzia la tendenza della camicia ad allontanarsi dall'albero nei punti in cui non è compressa. Entrambi le immagini presentano un'amplificazione grafica di 100 volte la deformazione effettiva.

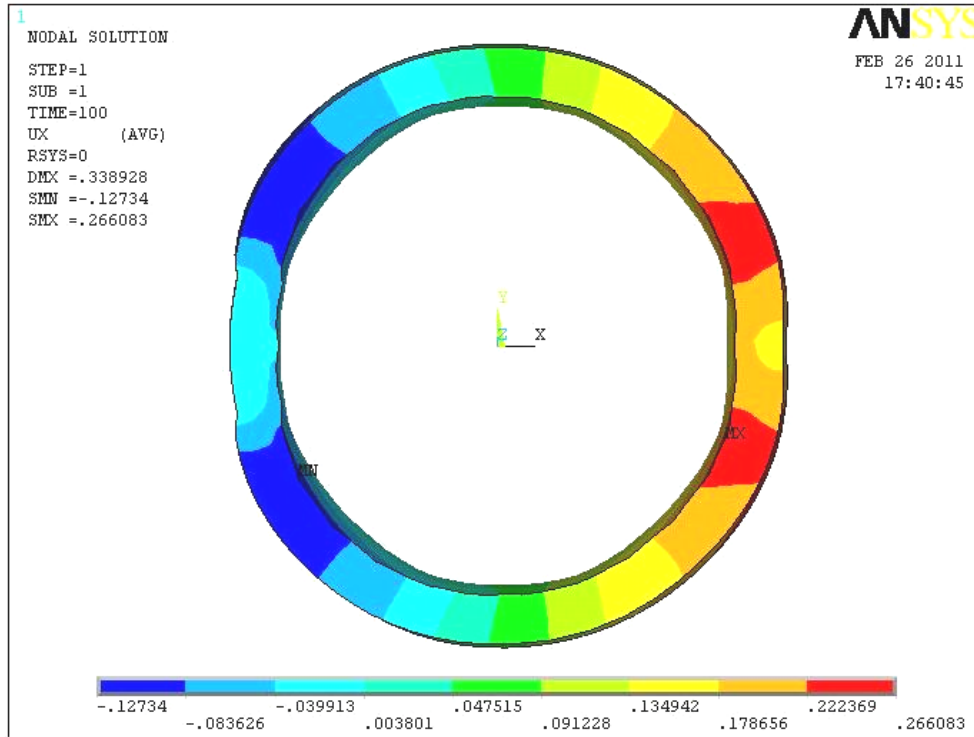


Figura (13.9.3): Deformata della camicia e spostamenti lungo l'asse x (deformazioni amplificate graficamente di 100 volte).

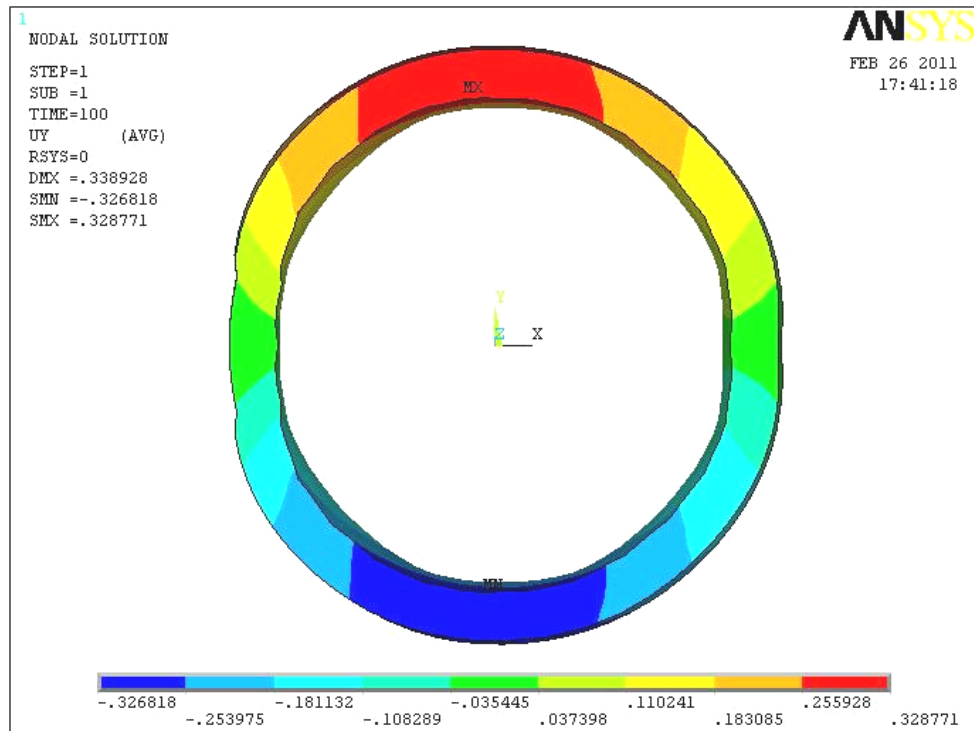


Figura (13.9.4): Deformata della camicia e spostamenti lungo l'asse y (deformazioni amplificate graficamente di 100 volte).

13.10 STATO TENSIONALE DEI DENTI DELL'ALBERO PER EFFETTO DEL MOMENTO TORCENTE INDOTTO

Si è deciso di analizzare anche le tensioni che si generano sui denti dell'albero per effetto della trasmissione del momento torcente dallo stesso alla camicia esterna accoppiata per interferenza. Il modello prevede la costruzione di un singolo dente sul piano x-y con dimensioni assolutamente uguali alla geometria proposta nei capitoli precedenti. Si è provveduto quindi a considerare che il momento torcente sia ripartito in ugual modo su tutti i 28 denti ed applicando una semplice formula si è ottenuto che su ogni dente agisca una forza equivalente di 620 MPa, approssimata per eccesso. Il primo modello prevede che il raggio di raccordo alla base della cava sia di 5 mm. In tal caso la tensione massima rilevata appunto nella zona di raccordo corrisponde a 126 MPa, figura (13.10.1). Il secondo modello invece presenta un raggio di raccordo di 8 mm e la tensione massima rilevata è di 100 MPa, figura (13.10.2). Tale differenza tensionale tra la prima e seconda geometria (a parità di carico applicato) è corretta in quanto un raggio di raccordo più ampio consente alla struttura di mediare in modo migliore le sollecitazioni indotte e quindi evita pericolose concentrazioni tensionali. Tale evento è infatti da evitare in quanto su tale superficie scorre l'acqua di raffreddamento del rullo ed è quindi possibile che si instaurino fenomeni di tensocorrosione. Con tale affermazione si intende che possibile che si verifichi una iterazione chimico - fisica tra il materiale e l'ambiente con il quale è a contatto che si manifesta attraverso variazioni delle proprietà del materiale metallico. Un sistema di corrosione, costituito da un metallo a contatto con l'ambiente, contiene al suo interno l'energia che alimenta il processo di corrosione stesso e che procede in maniera molto più rapida se il componente è in uno stato tensionale non trascurabile.

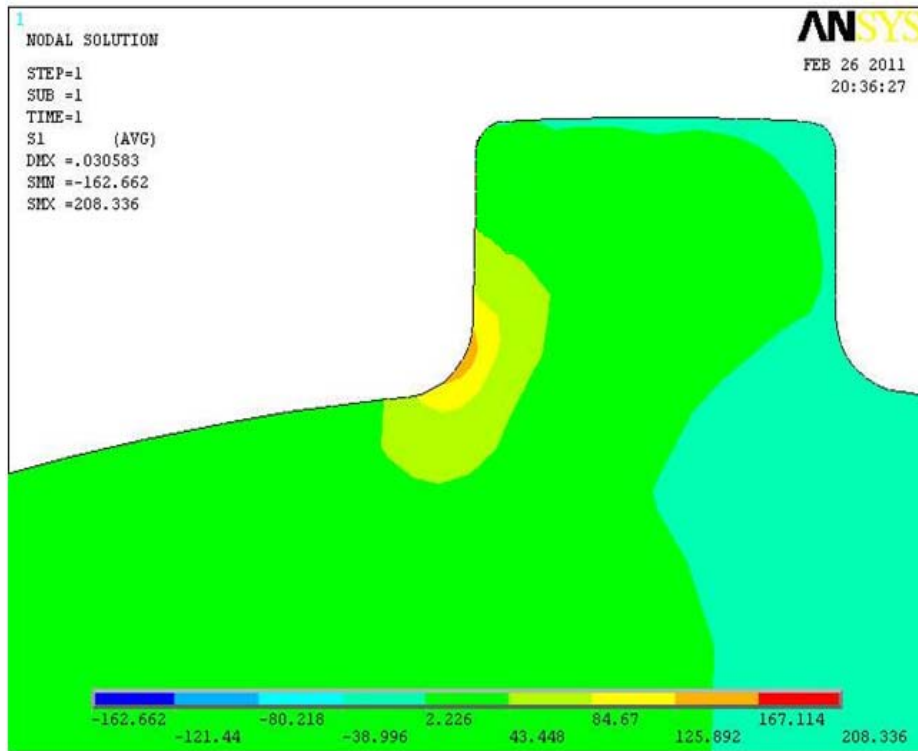


Figura (13.10.1): Modello del dente con $r = 5$ mm sollecitato con $F = 620$ N.

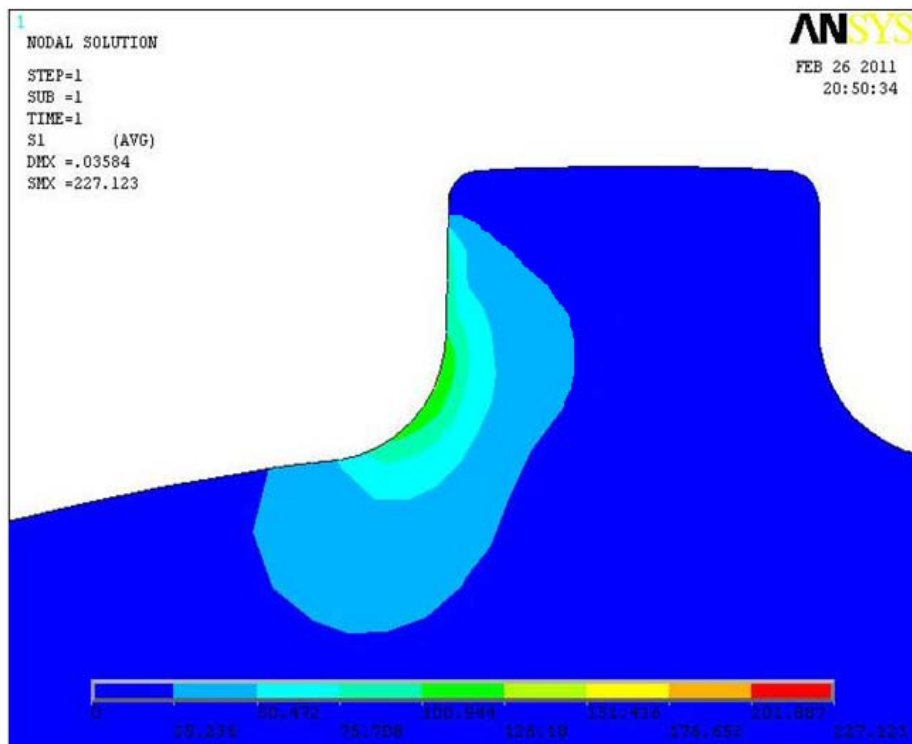


Figura (13.10.2): Modello del dente con $r = 8$ mm sollecitato con $F = 620$ N.

Capitolo 14

CONSIDERAZIONI FINALI SUL CASO AZIENDALE TRATTATO

Scelta della geometria adeguata e reazione della stessa allo stato interferente tra albero e camicia

La geometria adottata prevede una tornitura dell'albero sino alla completa eliminazione dei fori longitudinali di raffreddamento, la scanalatura del core interno e l'assemblaggio con la camicia liscia per interferenza. Con tale configurazione, assunta una interferenza diametrale di 0.6 mm, visti gli esiti delle simulazioni effettuate al FEM si può affermare che l'accoppiamento forzato tra albero e camicia non sia compromettente dal punto di vista delle tensioni che vengono a crearsi. Inoltre il momento torcente trasmissibile calcolato rispetta le specifiche imposte dal processo di laminazione.

Comportamento del rullo in fase di laminazione

Imponendo al rullo generato in ambiente FEM gli adeguati vincoli di simmetria e le condizioni operative corrispondenti al caso reale, la struttura denota una deformazione flessionale sicuramente non trascurabile, ma tale fenomeno viene ben compensato dai contro rulli presenti i quali sono abbondantemente sovra dimensionati. La deformazione radiale dovuta invece all'effetto della pressione di laminazione associata alla spinta del contro rullo, non è problematica e la camicia si deforma in maniera assolutamente accettabile.

Lo stato tensionale rilevato (considerando lo stato di interferenza tra l'albero e la camicia, la pressione di laminazione, la spinta del contro rullo) assume dei valori non preoccupanti per la struttura, viste anche le elevate capacità resistenziali del materiale usato.

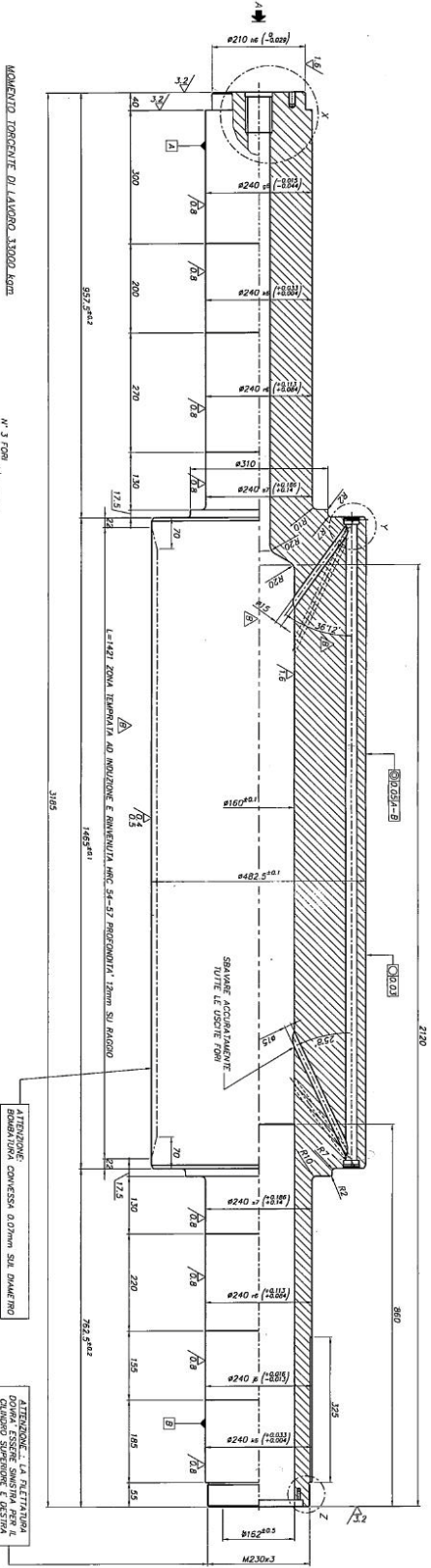
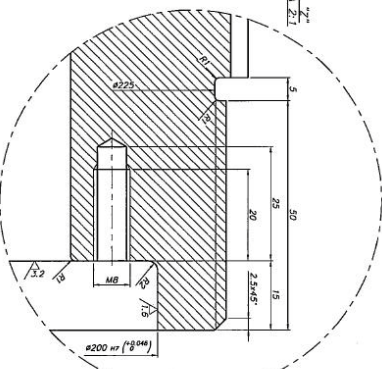
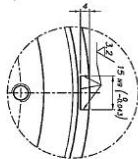
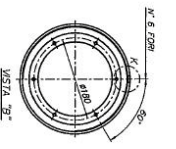
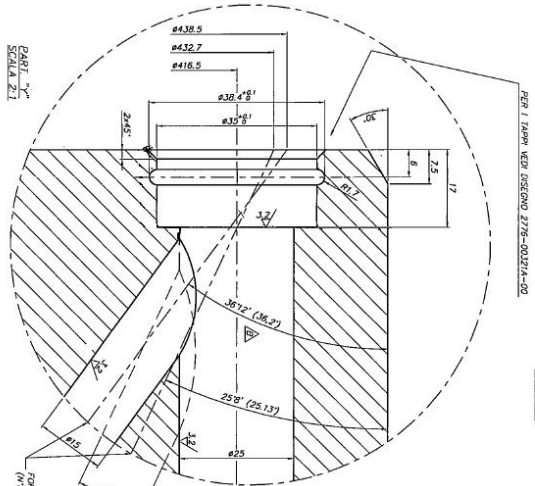
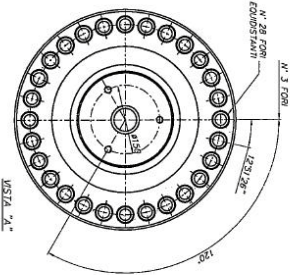
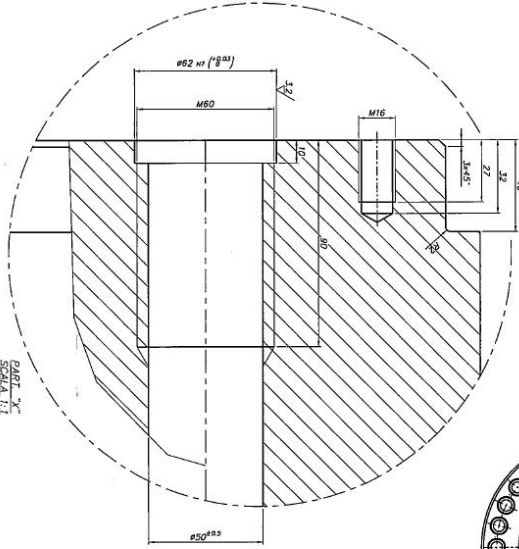
La risposta della zona scanalata dell'albero al momento torcente applicato è più che soddisfacente in quanto non si registrano particolari problematiche di origine tensionale. Inoltre le tensioni che si sviluppano al raccordo dei denti possono essere mediate e quindi ridotte eseguendo semplicemente dei raccordi con un raggio più ampio.

Lo studio termodinamico del rullo riprogettato ha mostrato che le condizioni di raffreddamento sono discrete se si mantengono inalterati i parametri di deflusso del fluido del progetto di partenza, tuttavia un sistema di raffreddamento leggermente più spinto gioverebbe sicuramente all'intero

sistema per abbassare le temperature soprattutto in prossimità della superficie esterna del rullo. Tale studio è riportato in appendice A.3.

APPENDICE A.1

DISEGNO TECNICO DEL RULLO DI PARTENZA



— LAMINAZIONE DI ZINCO ALLA TEMPERATURA DI CIRCA 300°C
 — PRESSIONE DI LAMINAZIONE 80/100 kg
 — CIRCOLAZIONE INTERNA DELL'ACQUA DI RAFFREDDAMENTO PRESSIONE 10 ATM.

NO.	DESCRIZIONE	QUANTITÀ	UNITÀ
1	CHIAMO BOLLANTE	1	PC
2	CHIAMO BOLLANTE	1	PC
3	CHIAMO BOLLANTE	1	PC
4	CHIAMO BOLLANTE	1	PC
5	CHIAMO BOLLANTE	1	PC
6	CHIAMO BOLLANTE	1	PC
7	CHIAMO BOLLANTE	1	PC
8	CHIAMO BOLLANTE	1	PC
9	CHIAMO BOLLANTE	1	PC
10	CHIAMO BOLLANTE	1	PC
11	CHIAMO BOLLANTE	1	PC
12	CHIAMO BOLLANTE	1	PC
13	CHIAMO BOLLANTE	1	PC
14	CHIAMO BOLLANTE	1	PC
15	CHIAMO BOLLANTE	1	PC
16	CHIAMO BOLLANTE	1	PC
17	CHIAMO BOLLANTE	1	PC
18	CHIAMO BOLLANTE	1	PC
19	CHIAMO BOLLANTE	1	PC
20	CHIAMO BOLLANTE	1	PC
21	CHIAMO BOLLANTE	1	PC
22	CHIAMO BOLLANTE	1	PC
23	CHIAMO BOLLANTE	1	PC
24	CHIAMO BOLLANTE	1	PC
25	CHIAMO BOLLANTE	1	PC
26	CHIAMO BOLLANTE	1	PC
27	CHIAMO BOLLANTE	1	PC
28	CHIAMO BOLLANTE	1	PC
29	CHIAMO BOLLANTE	1	PC
30	CHIAMO BOLLANTE	1	PC
31	CHIAMO BOLLANTE	1	PC
32	CHIAMO BOLLANTE	1	PC
33	CHIAMO BOLLANTE	1	PC
34	CHIAMO BOLLANTE	1	PC
35	CHIAMO BOLLANTE	1	PC
36	CHIAMO BOLLANTE	1	PC
37	CHIAMO BOLLANTE	1	PC
38	CHIAMO BOLLANTE	1	PC
39	CHIAMO BOLLANTE	1	PC
40	CHIAMO BOLLANTE	1	PC
41	CHIAMO BOLLANTE	1	PC
42	CHIAMO BOLLANTE	1	PC
43	CHIAMO BOLLANTE	1	PC
44	CHIAMO BOLLANTE	1	PC
45	CHIAMO BOLLANTE	1	PC
46	CHIAMO BOLLANTE	1	PC
47	CHIAMO BOLLANTE	1	PC
48	CHIAMO BOLLANTE	1	PC
49	CHIAMO BOLLANTE	1	PC
50	CHIAMO BOLLANTE	1	PC

Ortomeccanica Zanetti s.r.l.
 CARRERA CHIANTO 8 51023
 TEL. 0577-2776-00321A
 FAX 0577-2776-00321B
 E-MAIL ortomeccanica@ortomeccanica.it
 WWW.ORTOMECCANICA.IT

APPENDICE A.2

RAPPRESENTAZIONE GRAFICA DELL'ALBERO RIPROGETTATO

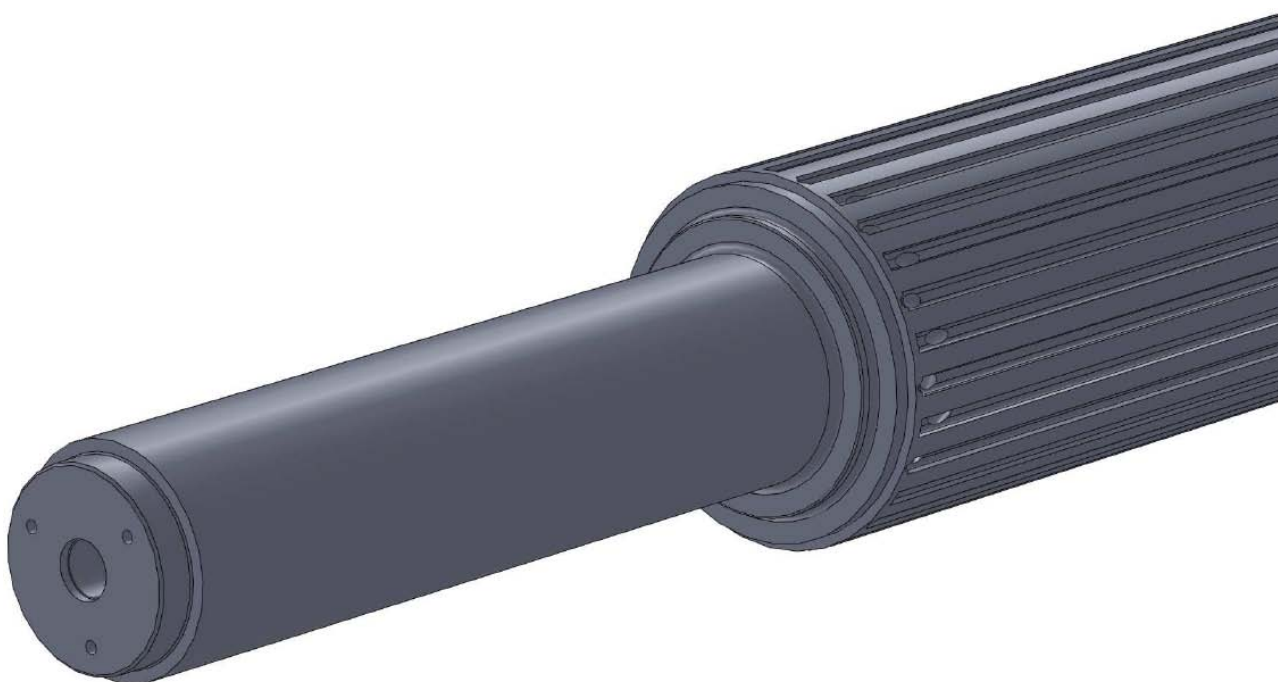


Figura (A.2.3) Viste da diverse angolazioni dell'albero modellato in 3D.



Figura (A.2.2) Vista dell'intero albero dotato di scanalature.

APPENDICE A.3

ANALISI TERMODINAMICA SEMPLIFICATA DEL COMPONENTE

Al fine di completare lo studio di riprogettazione del rullo di laminazione è stata effettuata una analisi termodinamica per valutare il comportamento della struttura alle sollecitazioni termiche indotte dal contatto esterno con lo Zinco fuso e la bontà del sistema di raffreddamento ad acqua demineralizzata impiegato. Tuttavia eseguendo delle semplificazioni coerenti con il caso reale ed applicando delle condizioni al contorno adeguate si è pervenuti ad una descrizione attendibile delle temperature presenti nello spessore, le quali sono il parametro di maggior interesse in questo caso applicativo.

Temperatura del fluido in ingresso nella cava	35° C
Temperatura del fluido in uscita dalla cava	45° C
Fluido usato	H₂O demineralizzata
Pressione di iniezione del fluido	2 bar

Tabella (A.3.1): Parametri termodinamici noti.

Il modello prodotto in ambiente Ansys si può osservare in figura (A.3.1) e riporta la geometria semplificata di due sole cave del rullo, tralasciando la modellazione degli spigoli raccordati e senza la discontinuità tra albero scanalato e camicia esterna. Tali semplificazioni sono da considerarsi ammissibili in relazione agli obiettivi prefissati e in tale ottica non alterano l'esito del risultato finale. Le cave modellate sono due in quanto il fluido si sposta con moto controcorrente tra una cava e la successiva, lo schema in sezione dell'albero ed il corrispondente percorso del fluido, in un singolo canale, è riportato in figura (A.3.2).

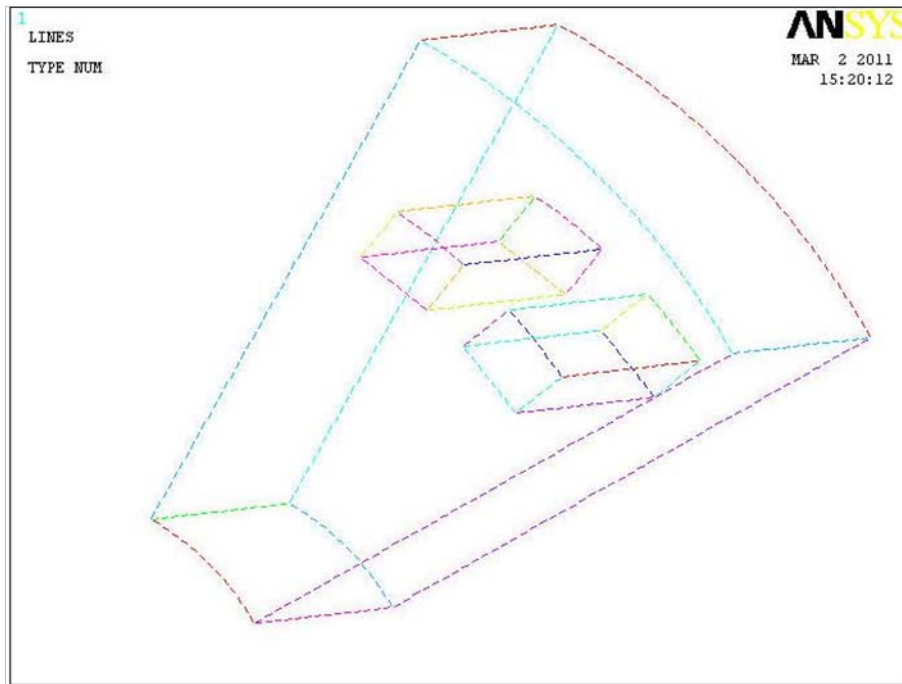


Figura (A.3.1): Geometria modellata per effettuare lo studio termodinamico.

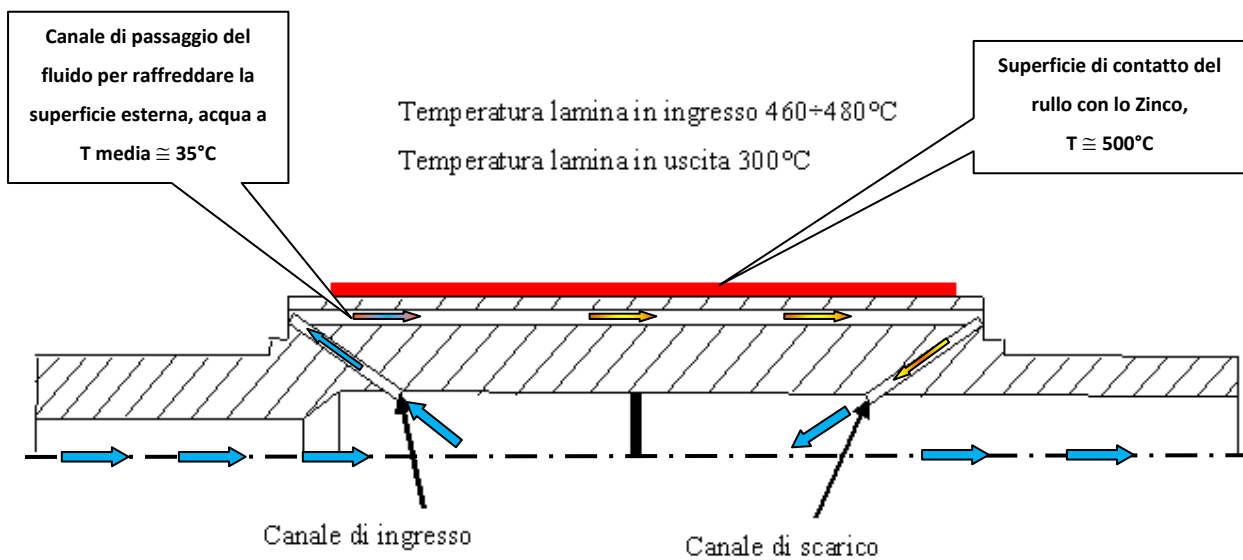


Figura (A.3.2): Schema semplificato in sezione del sistema di raffreddamento del rullo.

I parametri termodinamici di processo non assegnati e assunti a mezzo di ricerche in letteratura [9], [10] e motori di ricerca [11] sono i seguenti:

- Temperatura dello Zinco fuso a contatto con la superficie esterna del rullo: 505°C
- Temperatura dell'acqua all'ingresso del canale di raffreddamento: 35°C
- Temperatura dell'acqua all'uscita del canale di raffreddamento: 45°C
- Calore specifico del materiale: $430 \frac{J}{kg^{\circ}C}$
- Coefficiente di scambio termico convettivo acqua-acciaio: $200 \frac{W}{m^2K}$
- Coefficiente conduttivo dell'acciaio: $20 \frac{W}{mK}$

Dopo aver modellato geometricamente la sezione di interesse si è passati ad imporre i vincoli termodinamici ed i parametri di processo. Sulla superficie esterna del rullo, con diametro di 482.5 mm, è stata imposta la temperatura di 505 °C. Le altre facce rimanenti, ovvero la sezione meridiana frontale e l'opposta, il diametro interno di 160 mm e le facce laterali del modello sono state considerate adiabatiche. Tale scelta è stata effettuata in quanto le facce laterali sono adiabatiche per ragioni di simmetria, le facce frontali presentano uno scambio termico trascurabile rispetto alle altre zone, inoltre la superficie interna del cilindro subisce un riscaldamento trascurabile. Il materiale impiegato è stato riportato in ambiente FEM con una densità approssimata di 7800 kg/m³, calore specifico $C = 430 \frac{J}{kg^{\circ}C}$, coefficiente conduttivo di $20 \frac{W}{mK}$ e temperatura media in condizioni di quiete di 20°C. La lunghezza del modello, con interesse termodinamico, si estende per 1400 mm, motivo per cui al momento di effettuare la discretizzazione del continuo con la mesh si è scelto di dividere in 14 parti tale dimensione ottenendo quindi 15 sezioni nodali utili al fine di applicare sul profilo interno di ogni cava la temperatura corrispondente. Trascurando eventuali effetti ai bordi, si è deciso di imporre in una cava una variazione della temperatura lineare da 35°C in ingresso a 45°C in uscita (1,1° C circa di variazione imposta per ogni sezione nodale), la stessa scelta è stata

effettuata anche per il condotto adiacente per il quale però le temperature di ingresso-uscita sono invertite rispetto alla selezione precedente al fine di riprodurre il moto controcorrente a cave alterne. In figura (A.3.3) si può osservare in che modo è stato possibile imporre ai nodi che descrivono le cave interne le temperature.

Alle pareti interne di ogni cava è stata riportata la condizione di scambio convettivo di $200 \frac{W}{m^2 K}$, valore basso se comparato con altri sistemi di raffreddamento, ma data l'insufficienza delle informazioni in ingresso per una caratterizzazione dettagliata e dato un ΔT di $10^\circ C$ si è ritenuto di ipotizzare una bassa velocità di deflusso e quindi un coefficiente di scambio convettivo inferiore a $500 W/m^2 K$.

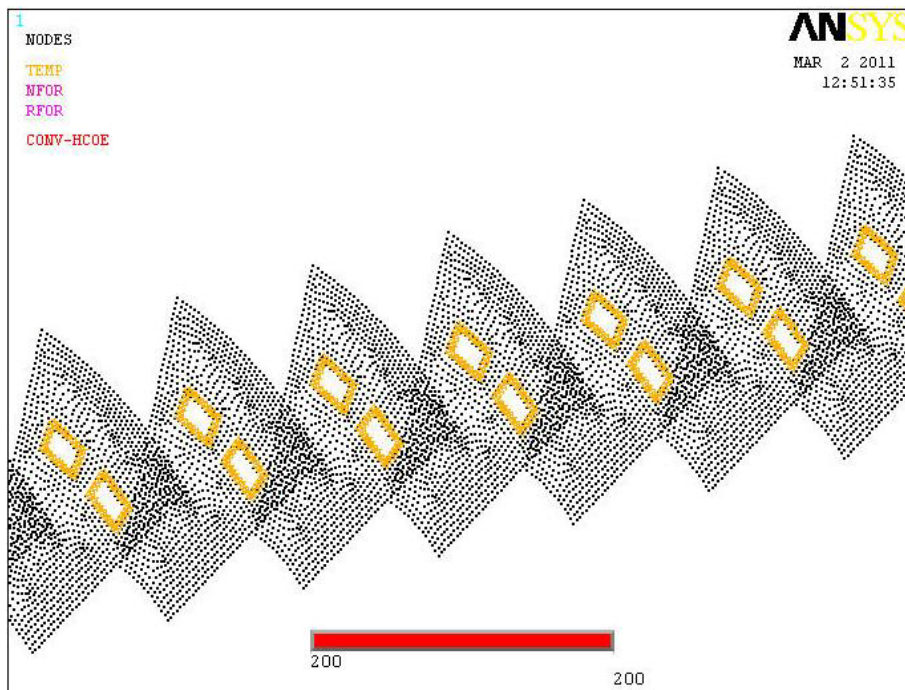


Figura (A.3.3): Vista dei nodi del modello con assegnazione della temperatura alle zone di interesse.

Si riportano le immagini del caso numerico risolto dal software FEM, tutte riportano le temperature che si sviluppano nello spessore del componente. In figura (A.3.4) si osserva il modello solido, mentre nelle figure (A.3.5) e (A.3.6) le viste sono frontali e sono riportate al fine di mostrare la differenza di temperatura tra il canale di ingresso e l'adiacente di uscita del fluido. Sostanzialmente si può affermare che l'effetto della differenza termica è trascurabile.

Per quanto riguarda le temperature e la profondità che raggiungono nel pezzo, si può affermare che il sistema di raffreddamento così realizzato non è adeguato, in quanto si osserva facilmente che a metà dello spessore della camicia esterna, ovvero a 20 mm circa dal bordo esterno, la temperatura è ancora di $250 \approx 300$ °C. Questo comporta una variazione, anche in tempi ridotti, della struttura microcristallina del materiale, nonché un decadimento rapido delle proprietà meccaniche dello stesso.

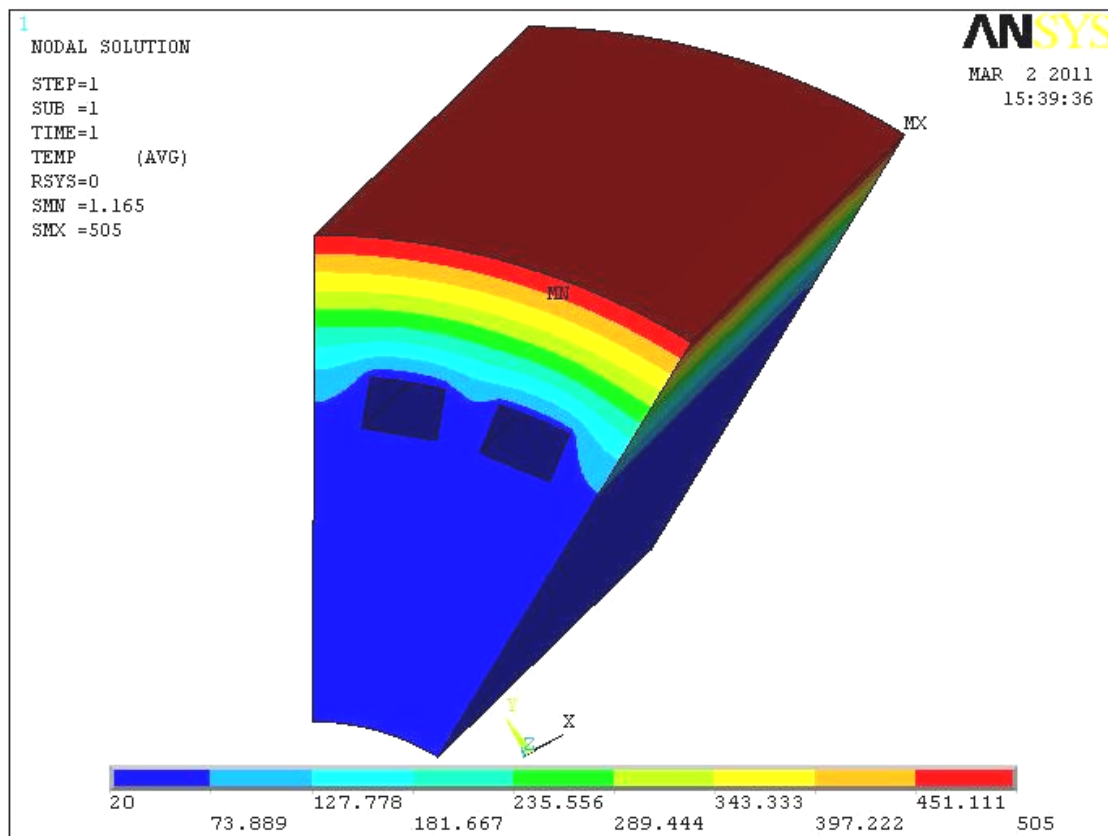


Figura (A.3.4): Vista del modello solido con scala graduata delle temperature.

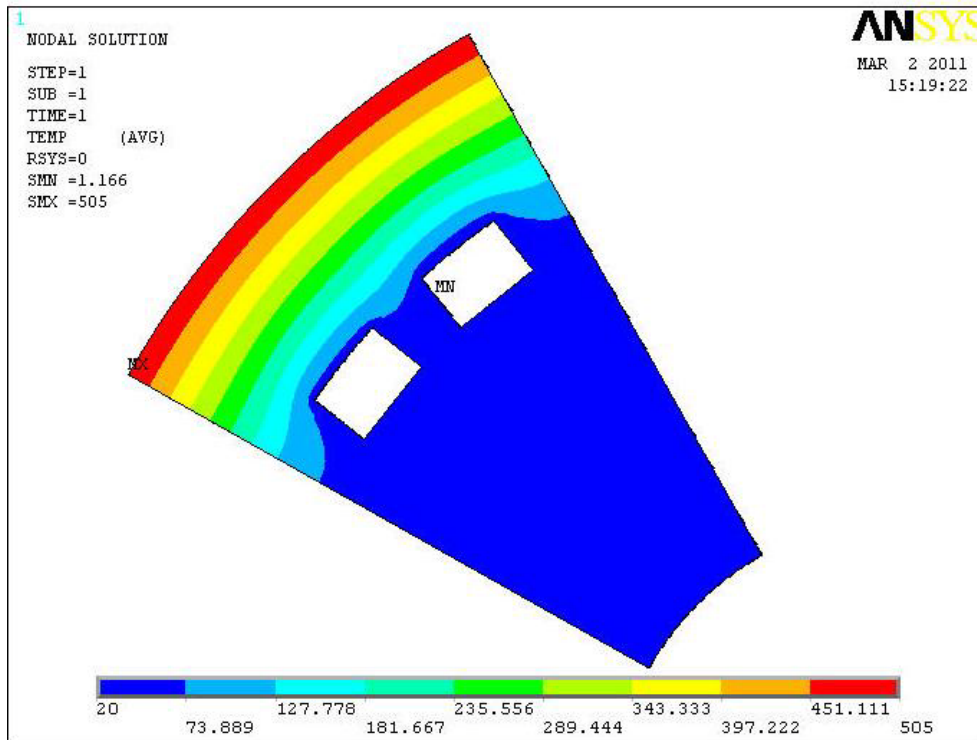


Figura (A.3.4): Vista frontale del modello con scala graduata delle temperature.

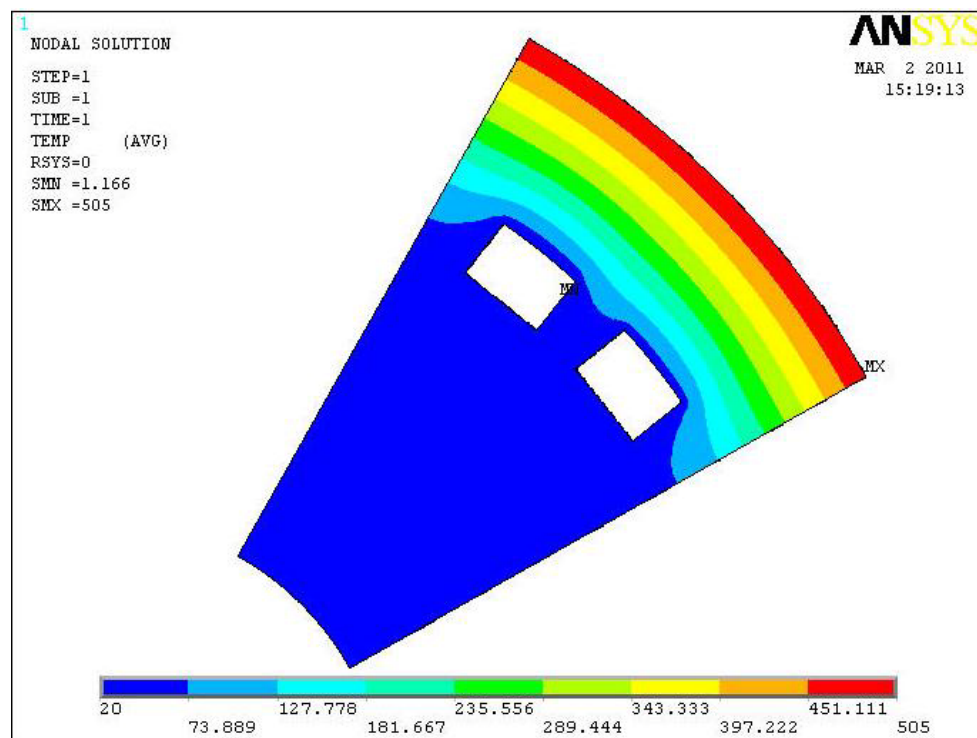


Figura (A.3.4): Vista frontale opposta rispetto alla precedente, con scala graduata delle temperature.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Williams, M. L. (1957) On the stress distribution at the base of a stationary crack. Appl. Mech. 24, 109-114.
- [2] Gross, R. and Mendenson, A.(1972) Plane elastoplastic analysis of V-notched plates. Int. Fract. Mech 8, 267-276.
- [3] P.Lazzarin, S. Filippi, (2006). A generalized stress intensity factor to be applied to rounded V-shaped notches. International Journal of Solids and Structures 43 (2006) 2461-2478.
- [4] D.Radaj, C.M.Sonsino, W.Fricke “Fatigue assessment of welded joints by local approaches” 2nd Edition , Woodhead publishing limited (2006).
- [5] S. Filippi, P. Lazzarin, R. Tovo.: Developements of some explicit formulas useful to describe elastic stress fields ahead of notches in plates. International Journal of Solids Structures (2002); 39:4543-4565.
- [6] M.R. Ayatollahi, M. Deghany.: On T.stres near V-notches. Letters in Fracture and Micromechanics, pubblicato online: 27 Aprile 2010.
- [7] Twin Roll Casting, U.S.Patent 5,383,515; 27 Gennaio 1999.
- [8] Twin Roll Casting, Poirier Et. Al, U.S.Patent 6,679,313; 20 Gennaio 2004.
- [9] D.Q.Kern: Process Heat transfer, McGraw Hill 1950.
- [10] Bonanni, Cavallini, Mattarolo: Trasmissione del calore, Cleup 1985.
- [11] www.matweb.com ; database online di materiali ingegneristici.
- [12] P.Lazzarin: Fondamenti di costruzione di macchine, Libreria Cortina Padova.

RINGRAZIAMENTI

Voglio innanzitutto ringraziare la mia famiglia per avermi sostenuto ed aiutato in ogni giorno del mio percorso di studi, senza il loro aiuto non avrei potuto raggiungere il traguardo tanto cercato e voluto della laurea.

Ringrazio Martina per il suo appoggio incondizionato e per la capacità sopportare le “controindicazioni caratteriali” caratteristiche di un ingegnere.

Ringrazio il Professor Filippo Berto per la disponibilità e la sua professionalità nello sviluppo del lavoro di tesi, nonché il prezioso aiuto di Christian Marangon.

Grazie anche a Giampaolo Luisetto per la collaborazione fornita nelle operazioni di studio del caso aziendale trattato, nonché il Signor Pietro Zocche per aver messo a disposizione le capacità industriali della propria azienda al lavoro sviluppato nella tesi.

Un sentito ringraziamento anche a Giovanni Pernigotto, Michele Zappalorto, Giovanni Salviato, Paolo Carraro e Nicola Facchinelli per i consigli e la gradita compagnia in ufficio. Grazie anche a Giulio Timelli e Giacomo Mazzacavallo per la collaborazione offerta.

Grazie infine a tutti coloro i quali hanno sempre creduto nelle mie capacità e continueranno a farlo in futuro in quanto con la conclusione degli studi non ho raggiunto un traguardo, ma solo un nuovo punto di partenza.

Nicola Pornaro

